

การออกแบบชุดทดสอบเครื่องกั้นแบบขยายตัวสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
ขนาด 1 กิโลวัตต์



นายธนิต หินไฉล็ค

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2562

**DESIGN OF A TEST RIG FOR THE EXPANDERS OF A 1
KW ORC POWER PLANT**




**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical
and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2019**

การออกแบบชุดทดสอบเครื่องกั๊กหันแบบขยายตัวสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
ขนาด 1 กิโลวัตต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำรรค)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(รศ. ดร.บัณฑิต กฤตาคม)

กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิปลับ)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ชนิด หินไลเลิส : การออกแบบชุดทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัวสำหรับโรงไฟฟ้า
โออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ (DESIGN OF A TEST RIG FOR THE EXPANDERS OF A 1
KW ORC POWER PLANT) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข,
163 หน้า.

โรงไฟฟ้าวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (โออาร์ซี) ได้ถูกพิสูจน์แล้วว่า เป็นเทคโนโลยีที่ผลิต
ไฟฟ้าโดยใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม การผลิตไฟฟ้าโดย
โรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่มีกำลังการผลิตไฟฟ้าต่ำมีต้นทุนที่สูง งานวิจัยนี้ได้ออกแบบและสร้าง
โรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ที่สามารถปรับเปลี่ยนสภาพการทำงานเพื่อใช้ศึกษาหาสภาพ
การทำงานที่เหมาะสมที่จะทำให้ได้กำลังไฟฟ้ามากขึ้นเพื่อจูงใจนักลงทุน โดยสามารถปรับอุณหภูมิ
แหล่งความร้อนและความเร็วปั๊มได้ และกังหันไอของโรงไฟฟ้าก็ไม่ใช้กังหันไอที่มีจำหน่ายใน
ท้องตลาดซึ่งราคาสูง แต่ใช้คอมเพรสเซอร์ที่ดัดแปลงให้ทำงานเป็นกังหันไอแทน จากที่
สโครลคอมเพรสเซอร์ถูกผลิตเป็นจำนวนมากเนื่องจากใช้เป็นอุปกรณ์เพื่อการปรับอากาศและทำ
ความเย็น โดยการผลิตใช้เทคโนโลยีที่ “เชื่อถือ” ได้แล้ว การดัดแปลงสโครลคอมเพรสเซอร์เพื่อ
ทำงานเป็นกังหันไอในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีจึงช่วยลดต้นทุนของการผลิตไฟฟ้าโดยเฉพาะสำหรับ
โรงไฟฟ้าขนาดเล็ก ผู้วิจัยได้เลือกสโครลคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศสำหรับรถยนต์
ที่มีจำหน่ายในประเทศไทยจำนวน 2 ขนาดมาดัดแปลงและใช้งานเป็นกังหันไอ หลังติดตั้งกังหัน ไอ
ดังกล่าวและใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 100-150°C พบว่า กังหันไอที่มีขนาดใหญ่กว่า
(ความจุเท่ากับ 110 ซีซีต่อรอบ) ให้กำลังงานกลได้มากกว่าตัวเล็ก (85.7 ซีซีต่อรอบ) ประมาณ 300-500 วัตต์
โดยกังหันไอตัวใหญ่มีประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกในช่วง 37-76% และให้กำลังงานกลในช่วง
370-1,048 วัตต์ นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งเช็ควาล์ว แล้วเปรียบเทียบ
สมรรถนะโรงไฟฟ้าระหว่างกรณีติดกับไม่ติด พบว่า การติดเช็ควาล์วช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ
ไอเซ็นทรอปิกของกังหันประมาณ 18% แต่กำลังงานกลที่ได้มีค่าลดลง 100-200 วัตต์ สาเหตุ
เนื่องจากการติดเช็ควาล์วทำให้เกิดความดันสูญเสียจึงทำให้กำลังงานที่ได้ลดลง

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา ชนิด หินไลเลิส
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์ คุณศรีสุข

THANIT HINLAILOED : DESIGN OF A TEST RIG FOR THE
EXPANDERS OF A 1 KW ORC POWER PLANT. THESIS ADVISOR :
ASST. PROF. ATIT KOONSRSISUK, Ph.D., 163 PP.

ORGANIC RANKINE CYCLE/SCROLL EXPANDER/SWEPT VOLUME

The Organic Rankine Cycle (ORC) power plant has been proposed as a promising technology that can convert low-temperature heat source to electrical energy efficiently. However, implementation of the ORC for low capacity electricity generation is unattractive at the commercial level. To make it more affordable, this study designed and built a 1-kW ORC power plant to search for the operating conditions that make the technology more competitive. To this end, the heat source temperature and the pump speed of this power plant can be changed. Also, the expander of the plant was not a commercial turbine, but it was a modified compressor. Scroll compressors are massively produced to be used in refrigeration and air-conditioning applications and their production technologies are mature. Using a scroll compressor in reverse, as an expander, can reduce the investment cost of low-capacity ORC power plants. In this study, 2 scroll compressors that are available in the automotive air-conditioning market of Thailand were modified and used as the expander. The performances of these 2 scrolls were compared and the plant performance was investigated. A heat source temperature from 100 °C to 150°C was supplied to the plant. It was found that the mechanical power is higher by 300-500 W for the larger expander (110 cc/rev) than for the smaller expander (85.7 cc/rev). The larger one provides the isentropic efficiency of 37-76% and the mechanical power of 370-1,048 W. In addition, the effects of check

installation were examined and compared with those of the tests without check valve installation. It was revealed that the isentropic efficiency increases by 18% while the gross power decreases by 100-200 W when the check valve was installed. The decrease of gross power might be due to the pressure loss across the check valve.



School of Mechanical Engineering

Academic year 2019

Student's Signature Thanit Hinlailoed

Advisor's Signature อานนท์

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้เนื่องด้วยความกรุณาจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่มอบโอกาสในการศึกษาต่อในระดับบัณฑิตศึกษา อีกทั้งยังถ่ายทอดความรู้ ให้คำแนะนำ ชี้แนะแนวทางทั้งด้านวิชาการและการดำเนินชีวิต รวมทั้งคอยให้กำลังใจในการทำงานเสมอมา จนงานวิจัยและวิทยานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยดี

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนสนับสนุนทำให้งานวิจัยนี้สามารถดำเนินการจนสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 1 ทุกท่าน ที่ช่วยให้คำแนะนำตลอดจนอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ สถานที่ รวมทั้งสนับสนุนการสร้างโรงไฟฟ้าและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องทั้งหมดตั้งแต่เริ่มต้นจนเสร็จสิ้นโครงการ

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 5 นายทิวพรพรหม ศรีอ่อน และเจ้าหน้าที่ท่านอื่น ๆ ที่คอยให้คำปรึกษา อำนวยความสะดวกในการใช้สถานที่ สาธารณูปโภคในอาคาร ทั้งระบบไฟฟ้า ประปา อีกทั้งสนับสนุนเครื่องมือวัดต่าง ๆ รวมไปถึงดูแลความปลอดภัยระหว่างการทดลองเสมอ

ขอขอบคุณคณะบัณฑิตศึกษาในกลุ่มวิจัยของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข ที่ให้ความร่วมมือในการสร้างโรงไฟฟ้าในทุกขั้นตอนจนงานสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ธนิต หินไธเลิศ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ท
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
2 ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 เทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ	4
2.2 โรงไฟฟ้า ORC.....	5
2.3 Expander ประเภทต่าง ๆ สำหรับโรงไฟฟ้า ORC.....	8
2.4 Scroll expander	10
2.5 การออกแบบโรงไฟฟ้า ORC.....	16
2.5.1 การเลือกสารทำงาน	16
2.5.2 การออกแบบแหล่งความร้อนของโรงไฟฟ้า	17
2.5.3 การออกแบบแหล่งทิ้งความร้อน.....	18
2.5.4 การเลือก pump	18
2.5.5 การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	20
2.5.6 การเพิ่มอุปกรณ์ receiver.....	22

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.5.7	การเพิ่มอุปกรณ์ recuperator	23
2.5.8	การจัดวางตำแหน่งของอุปกรณ์ในโรงไฟฟ้าและอุปกรณ์อื่น ๆ	25
3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	28
3.1	ขั้นตอนการศึกษาวิจัย	28
3.1.1	ค้นหาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง.....	28
3.1.2	สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้า	28
3.1.3	จัดซื้อและประกอบชุดทดสอบโรงไฟฟ้า.....	29
3.1.4	ทำการทดลองและวิเคราะห์สมรรถนะของ expander และโรงไฟฟ้า.....	29
3.2	เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย.....	29
3.2.1	Scroll expander.....	30
3.2.2	ORC pump.....	34
3.2.3	Evaporator, condenser, recuperator และ subcooler	37
3.2.4	Thermal oil heater	39
3.2.5	Thermal oil pump	41
3.2.6	Generator.....	42
3.2.7	แหล่งทิ้งความร้อน	44
3.3	ทำการจัดซื้ออุปกรณ์และประกอบติดตั้งชุดทดสอบ	48
3.3.1	การขึ้นโครงสร้าง.....	48
3.3.2	การวางตำแหน่งอุปกรณ์ต่าง ๆ และการเดินท่อ	48
3.3.3	การทดสอบการรั่ว	49
3.3.4	การสอบเทียบเครื่องมือวัด	50
3.3.5	การหุ้มฉนวน	52
3.4	สถานที่การศึกษาวิจัย.....	55
3.5	วิธีการทดลอง.....	56
3.6	ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ	59

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4	ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผล	63
4.1	อิทธิพลของ expander swept volume	63
4.2	อิทธิพลของการติดตั้ง check valve	72
4.3	อิทธิพลของระบบทิ้งความร้อน	77
4.3.1	อิทธิพลของความเร็วรอบ pump	77
4.3.2	อิทธิพลของ pressure	80
4.4	ปัญหาที่พบระหว่างการทดลอง	82
4.4.1	Shaft seal pump รั่ว	82
4.4.2	การแก้ไขปัญหา Shaft seal รั่ว	84
4.4.3	การวัดอัตราการไหลของสารทำงานที่ไม่คงที่	87
5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	91
5.1	สรุปผลการวิจัย	91
5.1.1	การออกแบบโรงไฟฟ้า	91
5.1.2	การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกังหันและโรงไฟฟ้า	92
5.2	ข้อเสนอแนะ	94
	รายการอ้างอิง	95
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์	102
	ภาคผนวก ข. ผลการทดลอง	139
	ภาคผนวก ค. ข้อมูลอุปกรณ์เพิ่มเติมที่สำคัญและบทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา	146
	ประวัติผู้เขียน	163

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	ORC experimental works.....6
2.2	งานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ชนิดต่าง ๆ (Chang et al., 2015).....9
2.3	งานวิจัยที่นำ expander มาใช้งาน.....13
2.4	เกณฑ์การเลือกสารทำงาน (Papadopoulos et al., 2010)17
2.5	ไฟฟ้าที่ได้สุทธิจากการติด heat exchanger เพิ่มในลักษณะต่าง ๆ (Ahmadi et al., 2014).....25
3.1	คุณสมบัติ R245fa.....33
3.2	คุณสมบัติของ plate heat exchangers ที่เลือกมาใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....38
3.3	คุณสมบัติของ thermal oil40
3.4	คุณสมบัติของ generator.....44
3.5	คุณสมบัติของระบบทิ้งความร้อน.....47
3.6	คุณสมบัติของเครื่องมือวัด.....51
3.7	ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา.....58
4.1	Pressure loss และ Pressure ratio ในการศึกษาอิทธิพลของการติด check valve.....74
4.2	สมการสำหรับทำนายค่า isentropic efficiency จากผลการทดลองทั้ง 4 กรณี.....76
4.3	อิทธิพลของแรงดันต่อสมรรถนะต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า82
ก.1	เงื่อนไขในการจำลอง105
ก.2	เงื่อนไขในการจำลอง106
ก.3	ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองทางคณิตศาสตร์115
ก.3	รายชื่อและคุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้.....117
ก.5	ผลการตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรมที่ใช้ในการศึกษานี้เทียบกับงานวิจัยของ Fischer (2011)119
ก.6	อัตราส่วนงานที่ปั๊มใช้ต่องานที่สร้างได้ที่ turbine123
ข.1	ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev142

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ข.2 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev	143
ข.3 ผลการศึกษาอิทธิพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev.....	144
ข.4 ผลการศึกษาอิทธิพลของแหล่งทิ้งความร้อนทั้ง 3 แบบ	145
ค.1 การใช้จ่ายเงินอุดหนุนการวิจัย	155



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย.....5
2.2	Cost break up ของระบบ ORC ขนาด 50 kW โดยเป็น lowest specific costs ที่ค่าอุณหภูมิของ heat transfer fluid ค่าต่าง ๆ (Garg et al., 2016)7
2.3	Expander กลุ่ม volumetric และ dynamic (Weiß et al., 2015).....9
2.4	ลักษณะภายในของ A/C scroll compressor ที่นำมาดัดแปลง (ก) ภายในของห้องที่ทำหน้าที่อัดสารทำงาน (ข) ตำแหน่งติดตั้ง check valve ส่วนหลังของ scroll (ค) ลักษณะภายนอกของ compressor.....10
2.5	ลักษณะการทำงานของ Scroll expander โดยให้สารทำงานขยายตัวภายในตัวเรือน.....11
2.6	ตัวอย่างของ Off-the-shelf expander และ self-designed expander.....12
2.7	ย่านอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับสารทำงาน แต่ละชนิด (Wang et al., 2013).....16
2.8	(ก) diaphragm pump (ข) multi-state centrifugal pump.....19
2.9	โครงสร้างภายใน PHE แบบ single-pass counter-flow21
2.10	ตัวอย่าง catalogue ของ plate heat exchanger (PHE).....22
2.11	ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC (Quoilin, 2011).....23
2.12	การติดตั้ง heat exchanger เพิ่มในลักษณะต่าง (ก) การทำ extraction สารทำงานบางส่วนหลังออกจาก turbine (ข) การทำ recuperation โดย regenerator (ค) การทำ preheat, vaporize, superheat แยกเป็นส่วน ๆ.....24
2.13	(ก) level gage (ข) sight glass26
3.1	แผนผังชุดทดลอง thermal oil loop และ ORC loop30
3.2	กราฟสมรรถนะของ compressor TRSA09.....31
3.3	ลักษณะภายในของ scroll compressor ยี่ห้อ Sanden ในวงกลมคือ check valve ที่ทำหน้าที่กั้นสารทำงานไหลย้อนกลับ32
3.4	ลักษณะของถัง receiver ในโรงไฟฟ้า.....34
3.5	Check valve assembly.....34
3.6	(ก) กราฟสมรรถนะ (ข) ลักษณะภายนอก และ (ค) nameplate ของ ORC pump.....36

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.7	ลักษณะภายในของ plate heat exchanger37
3.8	ลักษณะของ plate heat exchanger ที่นำมาใช้งานจริง.....38
3.9	อุปกรณ์ต่าง ๆ บนตู้ controller.....39
3.10	ลักษณะ electric heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันร้อน41
3.11	(ก) Quarter section view ภายในตัว pump (ข) ลักษณะ thermal oil pump ที่นำมาใช้งาน.....42
3.12	ลักษณะของ generator Toyota AE101 ที่นำมาใช้งาน43
3.13	(ก) ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้น้ำประปา (ข) ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower (ค) ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower + IEC.....45
3.14	ลักษณะการไหลของอากาศและถ่ายเทพลังงานภายในช่องแห้ง และช่องเปียกของแกนทำความเย็นชนิด IEC (Riangvilaikul and Kumar, 2010)46
3.15	ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ cooling tower + IEC.....47
3.16	การขึ้นโครงสร้างโรงไฟฟ้าของ ORC loop และ thermal oil loop48
3.17	การจัดวางอุปกรณ์ของ ORC loop และ thermal oil loop.....49
3.18	การทดสอบการรั่วโดยการอัดอากาศในระบบท่อ50
3.19	การสอบเทียบ thermocouple52
3.20	การสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage53
3.21	ผลการสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage กับ digital pressure transducer53
3.22	ลักษณะภายนอกของ torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการทดสอบ.....54
3.23	การหุ้มฉนวนไฟเบอร์กลาสบนระบบท่อ และอุปกรณ์ที่จำเป็น54
3.24	ชุด Thermal oil และ ORC loop ที่ติดตั้งอยู่ที่อาคารเครื่องมือ 5.....55
3.25	พื้นที่ภายในอาคารเครื่องมือ 156
3.26	ตัวอย่างการเก็บบันทึกผลการทดลอง59
4.1	ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมกับและความเร็วรอบ pump63
4.2	ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมและอัตราการไหลของสารทำงาน.....64
4.3	ความสัมพันธ์ของกำลังงานไฟฟ้าที่ pump ใช้และความเร็วรอบของ pump.....65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 ความสัมพันธ์ของพลังงานกลสุทธิและความเร็วรอบ pump.....	65
4.5 ความสัมพันธ์ของความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump.....	66
4.6 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump.....	67
4.7 ค่าคุณสมบัติในสภาวะคงตัวจาก pump ประเภทต่าง ๆ (Sun et al., 2019).....	69
4.8 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วนรอบ pump.....	69
4.9 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ pump และความเร็วนรอบ pump	71
4.10 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวม และความเร็วนรอบ pump	72
4.11 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมและอัตราการไหลของสารทำงาน.....	73
4.12 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลสุทธิและความเร็วนรอบ pump	73
4.13 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าและความเร็วนรอบ pump	74
4.14 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วนรอบ pump.....	75
4.15 ความสัมพันธ์ของกำลังงานสุทธิและความเร็วนรอบ pump	77
4.16 ความสัมพันธ์ของความร้อนทิ้งจากโรงไฟฟ้าและความเร็วนรอบ pump	78
4.17 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วนรอบ pump.....	79
4.18 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าและความเร็วนรอบ pump.....	80
4.19 (ก) ภาพ half-section ของ mechanical seal (ข) รูปตัวขึ้นงานจริง	83
4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างการพองตัวสัมพันธ์เมื่อสัมพันธ์ 4 ชนิด (Eyerer et al., 2017).....	85
4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างความแข็งของเมื่อสัมพันธ์ 4 ชนิด (Eyerer et al., 2017)	86
4.21 Rotameter ที่ใช้งานในการวิจัย	88
4.23 ลักษณะของ Coriolis flowmeter.....	89
ก.1 (ก) ผังของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย (ข) ผังของโรงไฟฟ้า ORC แบบมี IHX (Recuperator)	103
ก.2 (ก) T-s diagram saturated ORC (ข) superheated ORC.....	104
ก.3 η_{th} & V_r vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน	107
ก.4 \dot{m} vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน	108

สารบัญรูป (ต่อ)

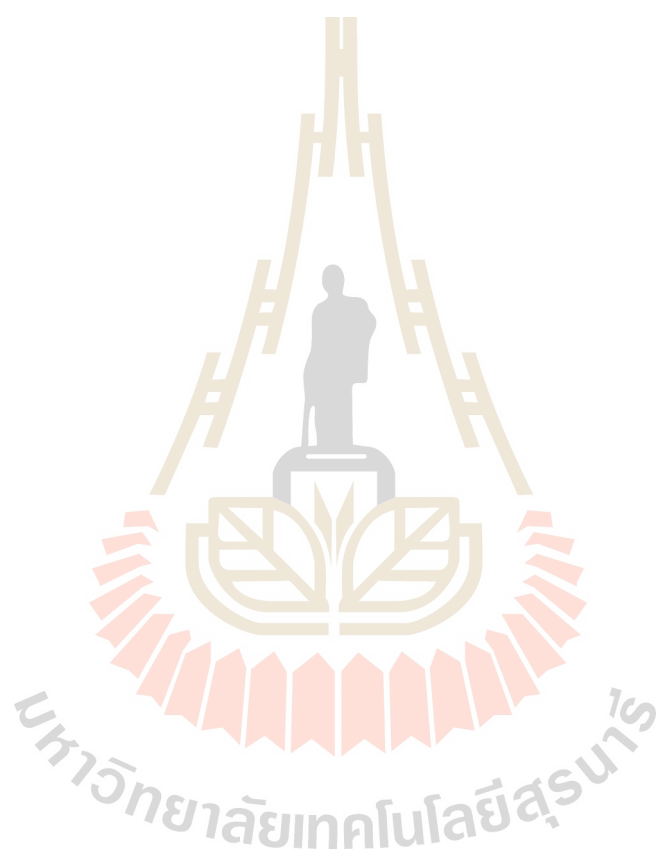
รูปที่	หน้า
ก.5 \dot{Q} vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน.....	109
ก.6 η_{th} vs. T_{hs} ของแต่ละวัฏจักร.....	109
ก.7 \dot{m} vs. T_{hs} ของแต่ละวัฏจักร.....	110
ก.8 η_{th} vs. T_{hs} กรณีที่ติดและไม่ติด IHX.....	111
ก.9 \dot{Q} vs. T_{hs} ใน ΔT_{pinch} ค่าต่าง ๆ	112
ก.10 (ก) Subcritical ORC (ข) Supercritical ORC และ (ค) Trilateral Rankine Cycle (TLC)	114
ก.11 flow chart ของโปรแกรมที่ใช้จำลอง	116
ก.12 ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยเปอร์เซ็นต์.....	120
ก.13 งานสุทธิของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยกิโลวัตต์.....	121
ก.14 อัตราการไหลของสารทำงานของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ ในหน่วยกิโลกรัมต่อวินาที	122
ก.15 ค่า UA ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ.....	124
ก.16 ค่า VFR ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ.....	124
ข.1 ตัวอย่างข้อมูลจาก Data logger.....	140
ข.2 ข้อมูลสมรรถนะอื่น ๆ ในไฟล์ excel.....	141
ค.1 Drawing แสดงขนาดของ ORC pump.....	147
ค.2 ข้อมูลจำเพาะของ ORC pump.....	148
ค.3 Exploded view ของ ORC pump series CR.....	149
ค.4 ใบเสนอราคาของ E15H022A-SH จากบริษัท Air squared	150
ค.5 Exploded view ของ Expander series TRSA.....	151
ค.6 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA.....	152
ค.7 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA (ต่อ)	153
ค.8 Exploded view ของ generator series AE101.....	154

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

P_{shaft}	=	กำลังงานกลที่ expander สร้างได้, W
N_{gen}	=	ความเร็วรอบการหมุนของ generator ที่ต่อพ่วงกับ expander, rpm
τ_{gen}	=	ทอร์กของเพลาคัป generator, N-m
η_{cycle}	=	ประสิทธิภาพรวมของระบบ, %
P_{pump}	=	กำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้, W
\dot{m}_{wf}	=	อัตราการไหลของ working fluid, kg/s
$h_{\text{evap,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก evaporator, kJ/kg
$h_{\text{evap,in}}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า evaporator, kJ/kg
$\eta_{\text{isen,exp}}$	=	ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander, %
$h_{\text{exp,in}}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า expander, kJ/kg
$h_{\text{exp,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander, kJ/kg
$h_{\text{s,exp,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic expansion, kJ/kg
$\eta_{\text{isen,pump}}$	=	ประสิทธิภาพ isentropic ของ pump, %
$h_{\text{s,pump,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic compression, kJ/kg
$h_{\text{pump,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump, kJ/kg
$h_{\text{pump,in}}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า pump, kJ/kg
P_{net}	=	กำลังงานสุทธิที่ได้จากโรงไฟฟ้า, W
Q_{out}	=	ความร้อนทิ้งของโรงไฟฟ้าผ่านอุปกรณ์ condenser, W
$h_{\text{cond,in}}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า condenser, W
$h_{\text{cond,out}}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก condenser, W
Q_{in}	=	ความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าผ่าน evaporator, W
r_p	=	pressure ratio ที่ตักคร่อม expander
$P_{\text{exp,in}}$	=	แรงดันของสารทำงานในฝั่ง expander inlet, Pa

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

$P_{\text{exp.out}}$ = แรงดันของสารทำงานในฝั่ง expander outlet, Pa



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

Organic Rankine Cycle (ORC) คือเทคโนโลยีที่สามารถผลิตไฟฟ้าได้โดยอาศัยแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (low grade heat source) ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 370°C ได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Hung et al., 1996) ระบบนี้จึงสามารถใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงได้หลากหลายชนิด มีความซับซ้อนของระบบน้อย และสามารถนำไปใช้กับแหล่งความร้อนทั้ง เช่น จากอุตสาหกรรม ไอเสียจากการสันดาปต่าง ๆ ความร้อนจากแสงอาทิตย์ ความร้อนจากใต้พิภพและการเผาชีวมวล โดยประเทศไทยมีการทำเกษตรกรรม อยู่กระจายทั่วทั้งภูมิภาค มีชีวมวลจากการเกษตรและกระบวนการแปรรูปอื่นอีกเป็นจำนวนมาก ซึ่งมีศักยภาพในการนำมาผลิตเป็นพลังงานไฟฟ้าจากการสำรวจ โดยมหาวิทยาลัยรังสิตร่วมมือกับกระทรวงพลังงานพบว่า เชื้อเพลิงชีวมวลเหลือใช้เหล่านี้หากนำมาแปรรูปเป็นพลังงานไฟฟ้าจะมีศักยภาพเพียงพอต่อบ้านกว่า 1.5 ล้านหลังคาเรือน (Department of Alternative Energy Development and Efficiency, 2016)

ในต่างประเทศมีการจำหน่ายชุดโรงไฟฟ้า ORC ขายในเชิงพาณิชย์อย่างแพร่หลาย แต่ราคานำเข้ายังสูงโดยขนาด 5 kW มีราคา 2 ล้านบาท (Yimprasert et al., 2015) โดยโรงไฟฟ้า ORC จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชนิด ได้แก่ pump, evaporator, turbine และ condenser โดยพบว่าอุปกรณ์ที่แพงที่สุดในเครื่องชุด ORC คือ turbine เนื่องจากมีความซับซ้อน มีสัดส่วนราคาประมาณ 25-40% ของราคาลงทุนทั้งระบบ (Garg et al., 2016) และในโรงไฟฟ้าที่ใช้กับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ มักมีขนาดเล็ก ปัญหาที่ตามมาคือ turbine ขนาดเล็กมักหายาก หรืออาจมีราคาสูง จึงมีผู้เสนอให้ใช้อุปกรณ์อื่นซึ่งทำหน้าที่แทน turbine ได้เช่น expander ซึ่งเดิมทำหน้าที่ลดแรงดัน โดยบางประเภทสามารถทำหน้าที่แทน turbine ได้

อุปกรณ์ในกลุ่ม expander ที่ใช้งานแทน turbine ได้นั้นแบ่งออกเป็น 2 กลุ่ม ได้แก่ กลุ่ม dynamics expander ที่เหมาะกับโรงไฟฟ้าขนาดกลาง-ใหญ่ และกลุ่ม volumetric expander ที่เหมาะกับโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก ในการศึกษาโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW ซึ่งจัดเป็นขนาดเล็กจึงนิยมใช้ volumetric expander โดย Chang et al. (2015) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของ volumetric expander ขนาดต่ำกว่า 5 kW พบว่า scroll expander มีประสิทธิภาพสูงกว่าประเภทอื่น อีกทั้งยังสามารถ

ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ที่มีจำหน่ายทั่วไป และจากการสำรวจพบว่ามีราคาถูกกว่า turbine ประเภทสั่งทำพิเศษถึง 20 เท่า

จากศึกษาภาพดังกล่าว จึงมีงานวิจัยจำนวนหนึ่งนำคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์มาทำการดัดแปลงเป็น scroll expander สำหรับโรงไฟฟ้า ORC โดยงานวิจัยของ Saitoh et al. (2007) ได้มีการดัดแปลงคอมเพรสเซอร์เป็น expander โดยใช้ความร้อน 140°C เป็นแหล่งพลังงาน พบว่าประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 65% และประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าอยู่ที่ 6.5-7.5% ในงานของ Manalacos et al. (2009) ได้ดัดแปลงคอมเพรสเซอร์ประเภทเดียวกันโดยอาศัยแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 60°C ได้ประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 30-50% และได้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 3.5-5% และในงานวิจัยของ Abadi et al. (2015) ใช้ชุด expander สั่งทำพิเศษสำหรับโรงไฟฟ้า ORC ที่ราคาสูง โดยทดสอบกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิ $80-120^{\circ}\text{C}$ พบว่าประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 60-70% และประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าอยู่ที่ 6-7% โดยเมื่อเทียบกับงานวิจัยของ Saitoh et al. (2007) และ Manalacos et al. (2009) จะเห็นว่า expander ที่ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ ที่มีราคาถูกกว่ามากนั้น มีประสิทธิภาพไม่ต่างจาก expander สั่งทำพิเศษ

ประเทศไทยเองเป็นฐานการผลิตรถยนต์ขนาดใหญ่ของเอเชีย ทำให้มีโรงงานผลิตอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับรถยนต์เป็นจำนวนมาก รวมไปถึงโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ ผู้วิจัยจึงสนใจที่จะสร้างโรงไฟฟ้า ORC เพื่อนำเอาคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ในท้องตลาดไทยมาดัดแปลงและทดสอบสมรรถนะ โดยคาดว่าจะสามารถพัฒนาต่อออกเป็นระบบผลิตไฟฟ้าที่มีความเหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย เนื่องจากจะช่วยลดการนำเข้าชุดผลิตไฟฟ้า ORC หรือช่วยให้ราคาของชุดผลิตไฟฟ้าถูกลงได้ เมื่อสำเร็จจะช่วยให้ภาคอุตสาหกรรมที่มีความร้อนทิ้งสามารถผลิตไฟฟ้าใช้เองได้ รวมไปถึงสามารถทำให้เกษตรกรที่มีทรัพยากรชีวมวลผลิตไฟฟ้าใช้เอง

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อพัฒนาชุดทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัวสำหรับ โรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW
- 1.2.2 เพื่อทดสอบ expander ประเภท scroll ที่ดัดแปลงมาจาก compressor รถยนต์ ที่ผลิตอยู่ในประเทศไทย

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 สร้างโรงไฟฟ้า ORC ที่ใช้เป็นชุดทดสอบ expander ขนาด 1 kW ที่สามารถถอดเปลี่ยน expander ได้หลายขนาด

1.3.2 ใช้ expander ประเภท scroll ที่ดัดแปลงมาจาก compressor รถยนต์ ที่ผลิตอยู่ในประเทศไทยขนาด 85.7 cc/rev และ 110 cc/rev (Sanden TRSA08, TRSA11)

1.3.3 ใช้แหล่งความร้อนจำลองจากฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 20 kW ที่สามารถปรับค่าอุณหภูมิได้ในช่วง 100-150°C และใช้ตัวกลางพาความร้อนเป็น thermal oil ซึ่งเป็นย่านอุณหภูมิของความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรมที่หาได้ง่าย

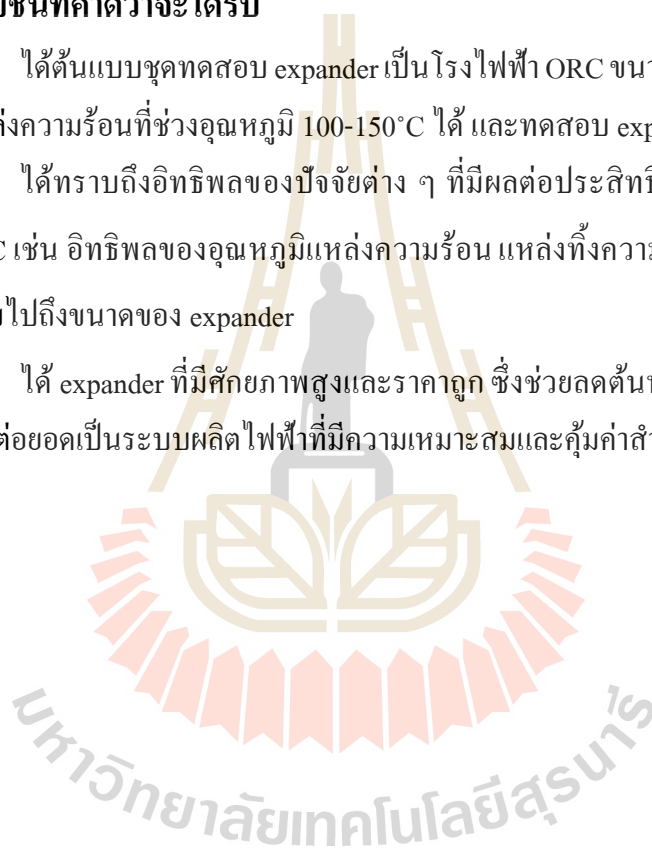
1.3.4 ใช้สารทำงานในชุดทดสอบเป็น R245fa

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้ต้นแบบชุดทดสอบ expander เป็นโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW ที่สามารถจำลองสถานะของแหล่งความร้อนในช่วงอุณหภูมิ 100-150°C ได้ และทดสอบ expander ได้หลายขนาด

1.4.2 ได้ทราบถึงอิทธิพลของปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพของ expander และโรงไฟฟ้า ORC เช่น อิทธิพลของอุณหภูมิแหล่งความร้อน แหล่งทิ้งความร้อน อัตราการไหลของสารทำงาน รวมไปถึงขนาดของ expander

1.4.3 ได้ expander ที่มีศักยภาพสูงและราคาถูก ซึ่งช่วยลดต้นทุนในการสร้างโรงไฟฟ้า สามารถพัฒนาต่อยอดเป็นระบบผลิตไฟฟ้าที่มีความเหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทยต่อไป



บทที่ 2

ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ปัจจุบันจำนวนประชากรในประเทศไทยมีจำนวนเพิ่มขึ้นทุกปี ส่งผลให้ความต้องการอุปโภคบริโภคสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ทำให้ความต้องการใช้พลังงานมากขึ้นตามไปด้วย ปัญหาหนึ่งที่ประเทศไทยเผชิญอยู่ตอนนี้คือด้านความมั่นคงด้านพลังงาน โดยมีรายงานการนำเข้าก๊าซธรรมชาติจากประเทศเพื่อนบ้านเพื่อใช้ผลิตไฟฟ้าในสัดส่วนถึง 66% รัฐจึงมีนโยบายส่งเสริมการใช้พลังงานทางเลือก เพื่อมาช่วยแก้ไขปัญหาดังกล่าว (Department of Alternative Energy Development and Efficiency, 2017) โดยต้องการเพิ่มการพึ่งพาพลังงานจากแหล่งพลังงานทางเลือกจากปัจจุบัน 9.87% ให้กลายเป็น 20.11% ใน ค.ศ. 2036

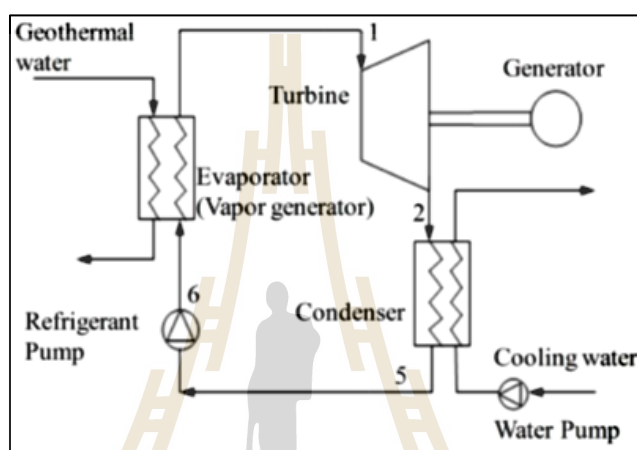
2.1 เทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

จากการศึกษาของ Hung et al. (1996) พบว่าหากนำ low temperature heat source เหล่านี้มาใช้ผลิตไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าทั่วไปที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล ประสิทธิภาพที่ออกมาจะต่ำมาก ดังนั้นการนำ low grade heat source มาแปรรูปเป็นไฟฟ้าจึงมีความแตกต่างจากเทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าทั่วไปซึ่งปัจจุบันมีหลายเทคโนโลยีที่สามารถนำมาใช้ร่วมกับ low grade heat source ได้ เช่น ORC, Kalina, Gasification, Stirling engine และอื่น ๆ โดยได้มีการศึกษาเปรียบเทียบ ORC กับ Kalina cycle ที่มีสารทำงานเป็น น้ำ-ammonia เนื่องจาก gliding temperature effect ทำให้ประสิทธิภาพของระบบ Kalina สูงกว่า ORC อย่างไรก็ตาม ความดันในระบบต้องสูงกว่าที่ใช้ในโรงไฟฟ้า ORC และต้องมีอุปกรณ์เพิ่มเติมเช่น absorber และ separator อีกทั้ง turbine ต้องใช้งานกับ fluid ในสถานะ mixture ทำให้ turbine อายุการใช้งานสั้น (Abadi et al., 2010)

นอกจากนี้ ยังได้มีการเปรียบเทียบ ORC กับการนำเชื้อเพลิงมาผ่านกระบวนการ Gasification ก่อนจึงนำเชื้อเพลิงไปเผาเป็นแหล่งความร้อนของ ORC ซึ่งทำให้ได้อุณหภูมิเผาไหม้ที่สูงกว่าทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรเพิ่มขึ้นจากการเผาชีวมวลโดยตรงซึ่งเพิ่มขึ้นจาก 14% เป็น 26% อย่างไรก็ตาม ระบบมีราคาลงทุนสูงขึ้น 29% ใช้เชื้อเพลิงมากขึ้น 34% และมีงบบำรุงรักษาสูงกว่า 3 เท่าเพราะความยุ่งยากซับซ้อนของระบบที่มากขึ้น (Rentizelas et al., 2009)

Galloni et al. (2015) ได้ทำการเปรียบเทียบโรงไฟฟ้า ORC กับเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าอีก 3 ตัว ได้แก่ Stirling engine, thermo-electric Seebeck-Peltier system

และ Non-Inertive-Feedback Thermofluidic Engines (NIFTE) เปรียบเทียบกับ ORC พบว่า ปัญหาของ Stirling engine คืออุณหภูมิใช้งานค่อนข้างสูง สำหรับ Seebeck-Peltier system จะใช้ Seebeck-Peltier effect ที่เกิดขึ้นบนสารกึ่งตัวนำข้อดีคือได้ผลผลิตเป็นไฟฟ้าทันที อย่างไรก็ตามพบว่าประสิทธิภาพอยู่ที่ประมาณ 5% สำหรับ NIFTE ข้อดีคือสามารถขับเคลื่อนได้ผลต่างอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่ต่ำมาก ๆ ได้ และไม่มีชิ้นส่วนทางกลอยู่เลย อย่างไรก็ตาม เทคโนโลยีนี้ประสิทธิภาพต่ำ และควบคุมการทำงานค่อนข้างยาก



รูปที่ 2.1 ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย

2.2 โรงไฟฟ้า ORC

โรงไฟฟ้า ORC สามารถปรับใช้กับแหล่งความร้อนได้หลายชนิด เนื่องจากสามารถเปลี่ยนสารทำงานภายในระบบได้ โดยยังคงประสิทธิภาพที่น่าพอใจ โดยกระบวนการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC เริ่มจาก pump สารทำงานมารับความร้อนจากแหล่งความร้อนบริเวณ evaporator และเปลี่ยนสถานะเป็นไอ จากนั้นไอร้อนที่มีความดันสูงจะไปขับ turbine ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ทำให้เกิดการผลิตไฟฟ้าขึ้น ดังรูปที่ 2.1

ในขอบเขตของการศึกษานี้ต้องการใช้แหล่งความร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่า 370°C ขนาดโรงไฟฟ้าที่ต้องการสร้างอยู่ในย่าน 1 kW พบว่าระบบ ORC เหมาะที่สุดและสอดคล้องกับที่ Quoilin (2007) ได้สรุปไว้เป็นข้อดังนี้

1. สารทำงานมีจุดเดือดต่ำ จุดเยือกแข็งต่ำมาก ทำให้ทำงานได้ในสภาวะแวดล้อมที่หลากหลาย

2. มีความหนาแน่นและมีค่า heat vaporization ที่สูง ทำให้สามารถเก็บพลังงานในตัวได้มาก และงานที่ได้ที่ turbine สูงเนื่องจากความหนาแน่นที่มากกว่า
3. ปลอดภัย ในปัจจุบันสารทำงานใน ORC มีความปลอดภัย ไม่มีฤทธิ์กัดกร่อนไม่ไวไฟ และเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม
4. สร้างได้ง่าย-ราคาถูก เนื่องด้วยความดันในการ operate ระบบไม่สูงอุปกรณ์ที่ใช้จึงไม่จำเป็นต้องทนทานเป็นพิเศษ สามารถใช้วัสดุทั่วไปได้สามารถทำงานได้เป็นวัฏจักรอย่างต่อเนื่องด้วยตัวเองและยังง่ายต่อการบำรุงรักษา

ตารางที่ 2.1 ORC experimental works

Author	Cycle size (kW)	Heat source	Working fluid	Expander type
Macedo et al. (2016)	0.5	Biomass (146°C)	R245fa	Radial turbine
Taccani et al. (2016)	2	Parabolic trough Solar collector (72-100°C)	R245fa	Scroll
Kosmadakis et al. (2016)	3	Parabolic trough Solar collector (65-100°C)	R-404A	Scroll
Torregrosa et al. (2016)	1	IC engine exhaust gas (210-240°C)	ethanol	Swash-plate
Shu et al. (2016)	9.67	IC engine exhaust gas (110-150°C)	R123, R245fa	Expansion valve
Pu et al. (2016)	2	Diesel boiler (64-93°C)	R245fa, HFE7100	Axial turbine
Bianchi et al. (2016)	0.4	Thermal source (70-120°C)	R236fa	Rotary vane
Feng et al. (2017)	2	Electric heater (110-140°C)	R123	Scroll

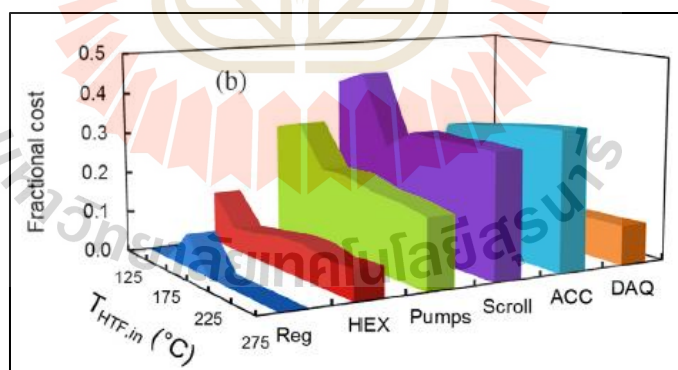
จากการสำรวจย้อนกลับไปในอดีต พบว่ามีการใช้โรงไฟฟ้า ORC มาตั้งแต่ปี 1960 และถูกพัฒนามาอย่างต่อเนื่อง (Bronicki et al., 1988) จนในปัจจุบันมีการวิจัยเกี่ยวกับ ORC อย่าง

แพร่หลายเช่นในงานวิจัยของ Qiu et al. (2012) ได้ทดสอบ ORC กับแหล่งความร้อนชนิดเตาเผาชีวมวลโดยใช้เศษไม้อัด เพื่อผลิตทั้งความร้อนและไฟฟ้าสำหรับที่พักอาศัย พบว่าระบบสร้างความร้อนได้ 47.26 kW ไฟฟ้าได้ 861 W และในงานวิจัยของ Yagoub et al. (2006) ได้ทดสอบระบบ ORC ที่ขับเคลื่อนด้วยแหล่งความร้อนจากแสงแดดและก๊าซธรรมชาติ ในอาคารสำนักงานประเทศอังกฤษ ซึ่งพบว่าสามารถช่วยประหยัดค่าไฟฟ้าได้ 30% และลดความต้องการความร้อนจากอาคารได้ 10%

งานของ Wang et al. (2010) ได้มีการทดสอบระบบ ORC ที่ใช้แหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ประเทศจีน โดยเปรียบเทียบตัวเก็บความร้อนจากแสงอาทิตย์ 2 ชนิด ได้แก่ solar collectors และ the plate collectors พบว่าประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าทั้ง 2 อุปกรณ์อยู่ที่ 4.2% และ 3.2% ตามลำดับ

Zheng et al. (2014) ได้ทำการทดลองนำไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาด 336 แรงม้าใช้เป็นแหล่งความร้อนของ ORC พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์มีค่า 43.8% เพิ่มขึ้น 1.53% และประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของ ORC อยู่ที่ 6.48% ผลิตไฟฟ้าได้ 10.38 kW

Endo et al. (2007) ได้นำ ORC ไปต่อพ่วงนำไอเสียจากเครื่องยนต์เบนซิน V116-3 มาใช้ พบว่าประสิทธิภาพเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจาก 28.9% เป็น 32.7% จะเห็นว่างานวิจัยเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC นั้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้กับแหล่งความร้อนหลายชนิด



รูปที่ 2.2 Cost break up ของระบบ ORC ขนาด 50 kW โดยเป็น lowest specific costs ที่ค่าอุณหภูมิของ heat transfer fluid ค่าต่าง ๆ (Garg et al., 2016)

ในปัจจุบัน โรงไฟฟ้า ORC ถูกใช้งานอย่างแพร่หลายแล้วในไทย โดยมักจะใช้ร่วมกับแหล่งความร้อนจากการเผาขยะ โดยขนาดของโรงไฟฟ้าที่ใช้งานกันทั่วไปจะอยู่ที่ 240-50,000 kW




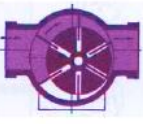
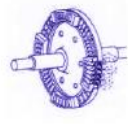


และราคาลงทุนต่อหน่วยกำลังการผลิตไฟฟ้าจะอยู่ที่ 50,000-100,000 บาท/kW และหากโรงไฟฟ้า มีขนาดเล็กลง แนวโน้มราคาลงทุนจะสูงขึ้น อย่างไรก็ตามโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กมีจุดเด่นคือ เหมาะสำหรับใช้งานในพื้นที่ห่างไกลสายส่งกำลัง โดยสามารถใช้แหล่งความร้อนที่มีในพื้นที่เพื่อ ผลิตไฟฟ้าได้ เช่น ชีวมวล หรือแหล่งความร้อนใต้พิภพ แต่ปัญหาคือโรงไฟฟ้าที่มีขนาดเล็กกว่า 50 kW จะมียกยบลงทุนสูง ระยะคืนทุนนาน ไม่คุ้มค่าที่จะสร้าง จึงได้มีการศึกษาวิจัยในทิศทางที่ต้องการ ลดต้นทุนของโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กเพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว

จากการสำรวจงานวิจัยเชิงทดลองของโรงไฟฟ้า ORC พบว่างานวิจัยลักษณะนี้ได้รับความสนใจ จากนักวิจัยอย่างแพร่หลาย ดังที่ผู้วิจัยได้รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.1 ได้มีการจับคู่ระบบ ORC กับ แหล่งความร้อนหลายชนิด เช่น จากชีวมวล แสงอาทิตย์ ไอเสียเครื่องยนต์สันดาปภายใน รวมไปถึง แหล่งความร้อนจำลองอื่น ๆ ในย่านอุณหภูมิ 64-240°C และขนาดของระบบ ORC อยู่ในช่วง 0.4-9.67 kW โดยจัดอยู่ในกลุ่มโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก จะเห็นว่า งานวิจัยในสเกลนี้กำลังเป็นที่สนใจ และมีศักยภาพ ที่ยังสามารถพัฒนานำไปใช้จริงได้

จากรูปที่ 2.1 ส่วนประกอบของโรงไฟฟ้า ORC จะประกอบด้วย 4 อุปกรณ์ โดยอุปกรณ์ที่เป็น หัวใจสำคัญ คือ turbine และเป็นส่วนที่มักมีราคาสูงในโรงไฟฟ้า โดยรูปที่ 2.2 แสดงสัดส่วน ราคของอุปกรณ์ต่าง ๆ ในโรงไฟฟ้า ORC โดยพบว่าราคาของ scroll expander มีสัดส่วนราคาสูง ที่สุด คิดเป็นประมาณ 40% ของราคาลงทุนทั้งระบบ หากลดราคาส่วนนี้ลงได้จะทำให้โรงไฟฟ้าถูก ลงได้มาก ซึ่งสามารถทำได้โดยหาอุปกรณ์ที่มีราคาที่ถูกกว่าแต่ยังคงมีศักยภาพสูงมาแทน เช่น expander ประเภทต่าง ๆ

2.3 Expander ประเภทต่าง ๆ สำหรับโรงไฟฟ้า ORC

มีงานวิจัยที่ได้ทำการจำแนก expander ออกเป็น 2 กลุ่มตามรูปที่ 2.3 ได้แก่ กลุ่ม volumetric และกลุ่ม dynamics expander (Weiß et al., 2015) ซึ่ง 2 ชนิดนี้มีวิธีการสกดเอาพลังงานในสารทำงาน ออกมาด้วยวิธีที่ต่างกัน โดยกลุ่ม volumetric expander จะอาศัยกระบวนการขยายตัวของสารทำงาน ที่มีความดันสูงเป็นหลัก ในขณะที่ dynamics expander จะดึงเอาพลังงานจลน์ของสารทำงาน ที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่สูง ทำให้โดยปกติแล้วกลุ่ม dynamics expander จะต้องการ mass flow rate สูง สิ่งที่มาคือความเร็วรอบในการหมุนของ expander ประเภทนี้จะสูงเมื่อเทียบกับที่ กลุ่ม volumetric ต้องการ โดยมีความเร็วการหมุนที่ต้องการอยู่ในช่วง 10,000 rpm ขึ้นไป

volumetric expanders $work = \int v dp$				dynamic expanders $work \sim u^2$		
						
piston	screw	scroll	vane	axial	cantilever	radial

รูปที่ 2.3 Expander กลุ่ม volumetric และ dynamic (Weiß et al., 2015)

ตารางที่ 2.2 งานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ชนิดต่าง ๆ (Chang et al., 2015)

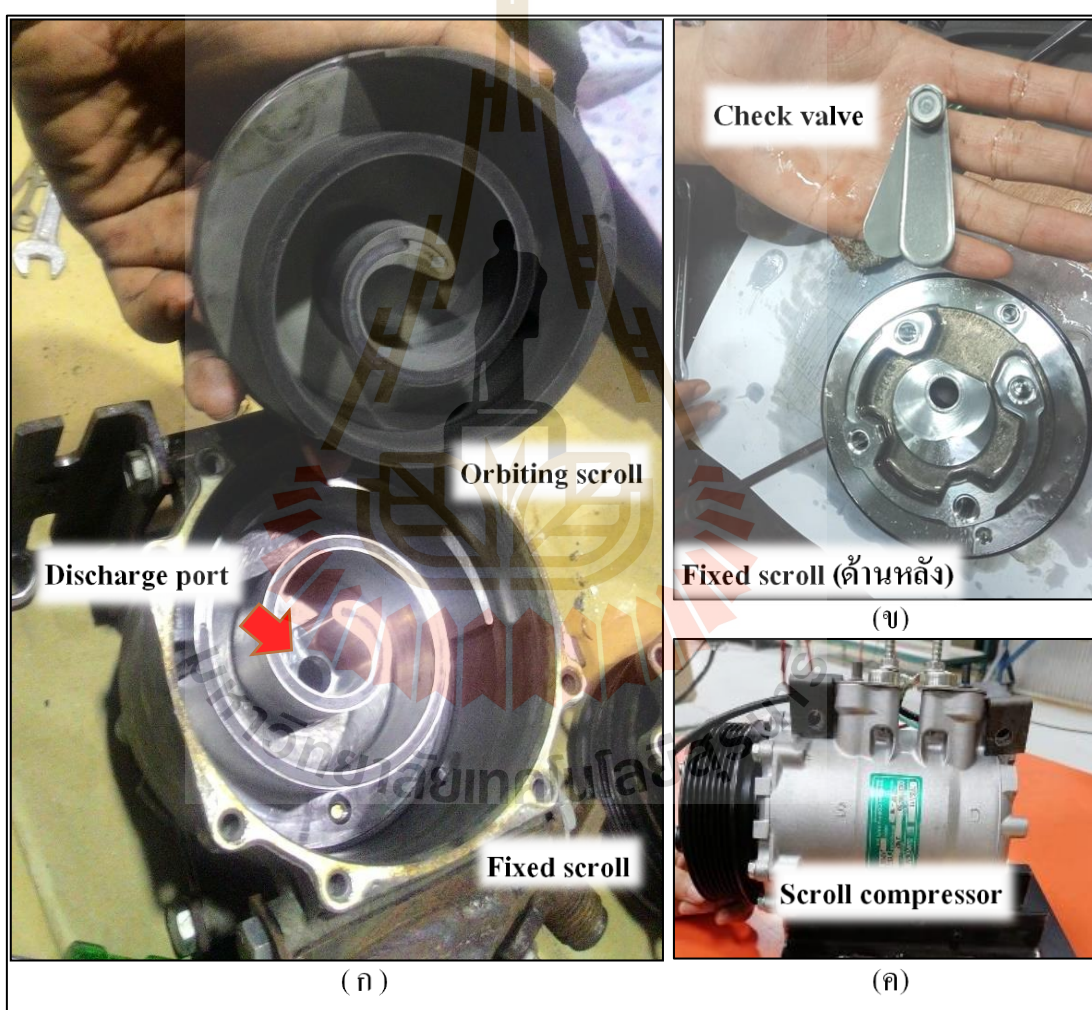
Authors	Working fluid	Expander type	η_{exp}	η_{cycle}	W_{exp} (kW)
Nguyen et al.	n-Pentane	Radial turbine	49.8	4.3	1.44
Li et al.	R123	Radial turbine	54-68	4.6-8.2	0.7-2.4
Pei et al.	R123	Radial turbine	65	6.8	1.36
Chang et al.	R245fa	Scroll	60.7-80	4.24-7.77	0.53-1.74
Zhou et al.	R245fa	Scroll	No data	2-8.5	0.075-0.645
Quoilin et al.	R123	Scroll	42-68	1.7-7.4	0.4-1.8
Bracco et al.	R245fa	Scroll	57-74	7-8.7	1.05-1.5
Declaye et al.	R245fa	Scroll	27-75.7	0.1-8.54	0.21-2.1
Yun et al.	R245fa	Scroll	44-61.4	3.2-7.5	0.25-3.3
Saitoh et al.	R113	Scroll	65	11	0.35
Manolakos et al.	R134a	Scroll	30-50	3.5-5	0.2-0.95
Farrokhi et al.	Isopentane	Multi-vane	37-45.5	2.59-3.1	0.059-0.15
Qiu et al.	HFE7000	Multi-vane	52.4-55.5	3.73-3.89	1.66-1.72
Zheng et al.	R245fa	Rolling-piston	40-43	5-6	0.18-0.35

ในทางตรงกันข้าม volumetric expander จะต้องการ mass flow rate ต่ำ และต้องการ pressure ratio ที่สูงแทน โดยปกติรอบการทำงานจึงอยู่ที่ 1,000-3,000 rpm ทำให้สามารถนำไปต่อพ่วงกับ generator ทั่วไปที่ใช้กันในท้องตลาดได้โดยตรงโดยไม่ต้องมีอุปกรณ์ทอร์ครอบ เมื่อเทียบลักษณะ

expander ประเภทนี้กับขอบเขตของงานวิจัย จึงพบว่ากลุ่ม volumetric expander จะเหมาะสมกว่ากับ โรงไฟฟ้าขนาดเล็กและต้องการความเรียบง่ายของระบบ

2.4 Scroll expander

Chang et al. (2015) ได้ทำการรวมงานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ขนาดตั้งแต่ 5 kW ลงมา ดังตารางที่ 2.2 พบว่าชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงคือชนิด scroll โดยมีประสิทธิภาพของ expander สูง ถึง 80%



รูปที่ 2.4 ลักษณะภายในของ A/C scroll compressor ที่นำมาดัดแปลง (ก) ภายในของห้องที่ทำหน้าที่อัดสารทำงาน (ข) ตำแหน่งติดตั้ง check valve ส่วนหลังของ scroll (ค) ลักษณะภายนอกของ compressor

ในงานของ Qiu et al. (2011) ได้วิจัยเชิงทดลองเปรียบเทียบ scroll expander กับ expander ชนิดอื่น ๆ เช่น แบบ radial turbine, multi-vane และ rolling-piston โดยพบจุดเด่นของ scroll expander ดังนี้

1. สามารถใช้งานกับสารทำงานสถานะ mixture ได้ ไม่จำเป็นต้องเป็นไอยิ่งยวดดังที่ turbine ทั่วไปต้องการ

2. มีขนาดเล็กกะทัดรัด

3. ราคาถูกเพราะสามารถดัดแปลงจากของ A/C compressor สำหรับใช้ในรถยนต์

4. ประสิทธิภาพสูงดังตารางที่ 2.2 คอลัมน์ที่ 4

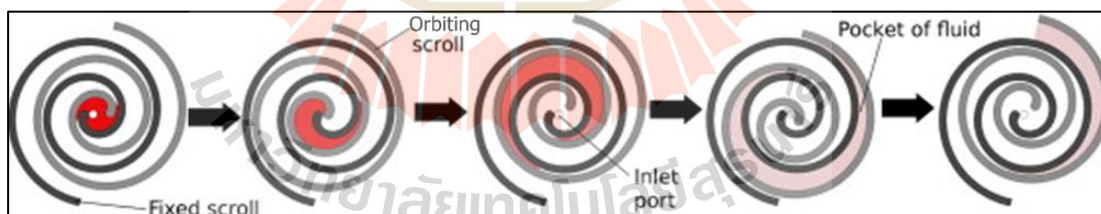
5. มีชิ้นส่วนเคลื่อนไหวน้อย ง่ายต่อการดัดแปลงและบำรุงรักษา

จากรายชื่องานวิจัยในตารางที่ 2.2 scroll expander ที่ใช้ส่วนใหญ่จะถูกดัดแปลงมาจาก A/C automotive compressor ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 2.4 สาเหตุที่การใช้งานลักษณะนี้เป็นที่นิยมเนื่องด้วยตัวอุปกรณ์ที่เป็น open drive สามารถต่อพ่วงกับอุปกรณ์ generator ได้ง่าย และสะดวกต่อการดัดแปลงแก้ไขเมื่อเทียบกับชนิด semi hermetic และ hermetic scroll ซึ่งใช้งานในระบบปรับอากาศ

สำหรับส่วนประกอบของ scroll expander ประเภทนี้จะมี 2 ส่วนหลักตามรูปที่ 2.4 ดังนี้

1. Fixed scroll จะเป็นส่วนที่อยู่กับที่ และมีการเจาะรูตรงกลางเพื่อให้สารทำงานที่มีแรงดันสูง เข้ามาขยายตัวในตัวเรือนของ expander

2. Orbiting scroll จะเคลื่อนไหวนในตอนที่สารทำงานขยายตัว และไปหมุนเพลาให้ได้กำลังงานกลไปขับ generator ต่อไป



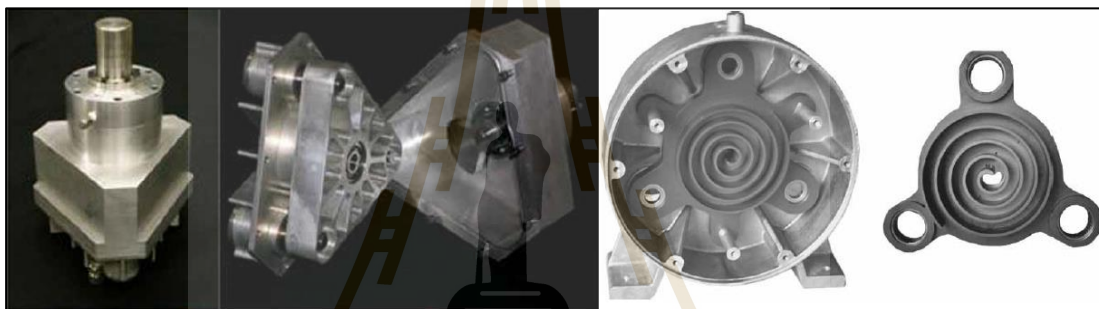
รูปที่ 2.5 ลักษณะการทำงานของ Scroll expander โดยให้สารทำงานขยายตัวภายในตัวเรือน

โดยการเคลื่อนที่เพื่อขยายตัวของสารทำงานในตัวเรือน scroll expander จะเป็นตามรูปที่ 2.5 ซึ่งความเข้มของสีแดงบอกถึงความดันของสารทำงาน ณ ขณะนั้น โดยสารทำงานจะเข้ามาที่รูตรงกลางหรือเดิมตอนเป็น compressor เรียกว่า discharge port ดังรูปที่ 2.4 ซึ่งจะทำหน้าที่เป็น suction port แทนเมื่อทำงานเป็น expander จากนั้นสารทำงานจะขยายตัวออกในแนวสัมผัสส่วนโค้ง

ซึ่งจะทำให้ orbiting scroll เคลื่อนที่ในลักษณะโคจรรอบจุดศูนย์กลาง ทำให้เกิดการหมุนของเพลลาขับต่อไป

โดยในตารางที่ 2.3 ได้ทำการรวบรวม scroll expanders ที่ถูกนำมาใช้งานในโรงไฟฟ้า ORC โดยสามารถจัดกลุ่มได้เป็น 5 กลุ่ม ได้แก่

1. แบบซื้อสำเร็จ (off-the-shelf expander)
2. คัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์อัดอากาศ (modified air compressor)
3. คัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์บ้าน (modified HVAC compressor)
4. ออกแบบสร้าง โดยผู้วิจัยเอง (self-developed)
5. คัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ (modified car compressor)



รูปที่ 2.6 ตัวอย่างของ Off-the-shelf expander และ self-designed expander

ซึ่งแต่ละประเภทจะมีลักษณะเด่นแตกต่างกันออกไป ดังนี้

กลุ่มที่ 1 แบบซื้อสำเร็จ มีจุดเด่นตรงประสิทธิภาพสูงกว่ากลุ่มอื่น โดยมีค่าอยู่ในช่วง 45-78% และสะดวกต่อการใช้งาน-ติดตั้งเนื่องจากผลิตมาสำหรับใช้ในโรงไฟฟ้าโดยเฉพาะ ไม่ต้องการการหล่อลื่น แต่มีราคาสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกลุ่มอื่น ๆ จากตารางที่ 2.3 จะเห็นว่า off-the-shelf expander ที่ผลิตโดยบริษัท Air squared เป็นรุ่นได้รับความนิยม ซึ่งใช้งานโดย 4 งานวิจัย จากการสำรวจราคาพบว่ารุ่นดังกล่าวมีราคาเริ่มต้นที่ 150,000 บาทต่อชุด โดยดูราคาได้ในส่วนภาคผนวก ค. รูปที่ ค.4

กลุ่มที่ 2 scroll expander ที่คัดแปลงจากคอมเพรสเซอร์อัดอากาศมักจะมีจุดเด่นคือไม่ต้องการการหล่อลื่น ประสิทธิภาพการขยายตัวดี อยู่ในช่วง 42-73% ราคาถูกกว่าแบบซื้อสำเร็จ แต่ต้องการการดัดแปลงพอสมควร เช่นต้องมีการถอดพัดลมหล่อเย็นออก และต้องสร้างตัวเรือนหุ้มอีกชั้นเพื่อป้องกันสารทำงานรั่วออก เนื่องด้วย air compressor เป็นแบบเปิด (open-drive) ซึ่งมีการประกอบที่ไม่มีดัดจริตมากนัก

กลุ่มที่ 3 expander ซึ่งดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์บ้าน พบว่ามีประสิทธิภาพการขยายตัวสูงที่สุดเทียบกับทุกแบบที่ 85% อย่างไรก็ตาม คอมเพรสเซอร์ประเภทนี้ทั้งหมดเป็นแบบปิด (hermetic compressor) ซึ่งมักจะรวมมอเตอร์ขับ และคอมเพรสเซอร์ไว้ในตัวเรือนเดียวกันและมีลักษณะมิดชิดมาก การแก้ไขคอมเพรสเซอร์ประเภทนี้จึงค่อนข้างยุ่งยากเนื่องจากต้องผ่าตัวเรือนเพื่อเข้าถึงส่วน scroll เพื่อถอดมอเตอร์ และ Internal discharge valve ภายใน โดยหลังจากดัดแปลง expander ประเภทนี้จะต้องสร้างตัวเรือนใหม่หุ้มระบบ ซึ่งค่อนข้างยุ่งยาก

กลุ่มที่ 4 ประเภทที่ต้องออกแบบ-สร้างโดยผู้วิจัยเอง ซึ่ง expander ลักษณะนี้จะต้องใช้องค์ความรู้และค่าใช้จ่ายมาก และยากต่อการทำซ้ำ แต่จะทำให้ได้ expander ที่มีสมรรถนะตรงตามที่ต้องการ ตัวอย่างงานวิจัยที่มีการออกแบบ scroll expander เองจะแสดงในรูปที่ 2.6

กลุ่มที่ 5 ประเภทที่ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ เป็นแบบที่มีจุดเด่นคือราคาถูกที่สุดอยู่ที่ราว 3,000-10,000 บาท การดัดแปลงนั้นทำได้ง่าย และแทบไม่มีค่าใช้จ่าย โดยสามารถใช้งานได้ทันทีเมื่อถอด check valve ดังรูปที่ 2.4 แต่ข้อเสียของประเภทนี้คือ ประสิทธิภาพการขยายตัวค่อนข้างต่ำที่ 65%

อย่างไรก็ตาม มีนักวิจัยที่สนใจศึกษาสมรรถนะของ expander กลุ่มที่ 5 เป็นจำนวนมาก ด้วยปัจจัยดึงดูดด้านราคาและศักยภาพด้านอื่น ๆ ที่ยังพัฒนาให้ดีขึ้นได้ และด้วยข้อได้เปรียบหนึ่งที่ประเทศไทยที่เป็นฐานการผลิตรถยนต์ขนาดใหญ่ ซึ่งมีโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์รถยนต์อยู่มาก จึงทำให้อุปกรณ์นี้หาได้ง่าย และมีราคาถูกมากเมื่อเทียบกับแบบอื่น ๆ จึงเป็นการดีหากผู้วิจัยสามารถนำอุปกรณ์ในพื้นที่เหล่านี้มาดัดแปลง และทดสอบสมรรถนะ โดยทำการสร้างโรงไฟฟ้า ORC ขึ้นมาเพื่อทดสอบอุปกรณ์ดังกล่าว โดยคาดว่าจะงานวิจัยนี้จะสามารถพัฒนาต่อยอดเป็นระบบผลิตไฟฟ้าหนึ่ง ที่มีความเหมาะสมสำหรับประเทศไทย

ตารางที่ 2.3 งานวิจัยที่นำ expander มาใช้งาน

Authors	Scroll category	Modifications	η_{exp} (%)	η_{cycle} (%)	Working fluid	Heat source temp. (°C)
Peterson, 2008	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	45-50	4.3-7.2	R123	165-183 (thermal oil)

ตารางที่ 2.3 งานวิจัยที่นำ expander มาใช้งาน (ต่อ)

Authors	Scroll category	Modifications	η_{exp} (%)	η_{cycle} (%)	Working fluid	Heat source temp. (°C)
Galloni, 2015	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	-	4-9	R245fa	75-95 (steam boiler)
Abadi, 2015	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	60-70	6-7	R245fa	80-120 (steam boiler)
Zhu, 2016	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	65-78	0.5-2	R134a	100 (steam boiler)
Aoun, 2008	Modified air compressor	Fan removed; tip seal replaced	42-48	-	Vapor	100 (thermal oil)
Quoilin, 2007	Modified air compressor	Fan removed, thicker tip seal replaced	42-68	5.1-9.9	R123	53.4-163.2 (hot air)
Declaye, 2010	Modified air compressor	Fan removed	-	3.2-7.4 2.4-5.5	HFE70 00 R245fa	80-120 (hot air)
Zhou, 2013	Modified air compressor	Insulated	-	2-8.5	R123	90-220 (flue gas)
Yun, 2015	Modified air compressor	Shell re-build and lip seal added	54-62	7.3-7.6	R245fa	120 (steam boiler)
Change, 2015	Modified air compressor (Anest Iwata SL-165E)	Insulated	65-73	6.7-9.44	R245fa	100 (steam boiler)

ตารางที่ 2.3 งานวิจัยที่นำ expander มาใช้งาน (ต่อ)

Authors	Scroll category	Modifications	η_{exp} (%)	η_{cycle} (%)	Working fluid	Heat source temp. (°C)
Bracco, 2013	Modified HVAC compressor	N/A	60-74	7.1-8.1	R245fa	100-150 (steam boiler)
Kosmadakis, 2016	Modified HVAC compressor (Copeland ZP137KCE-TFD)	Inlet volume modified	20-85	1-4	R404A	65-100 (steam boiler)
Change, 2014	Modified HVAC compressor and car compressor	1. Scroll tip chamfered, 2. Check valve removed	72-77 61-69	4.9-7.7 4.7-6	R245fa	50-110 (steam boiler)
Oroz, 2015	Modified HVAC compressor (Copeland ZP51K5e) and car compressor (Denso SCSA6)	Check valve removed	18-64 25-76	-	R245fa	150 (solar thermal)
Kim, 2007	Self-developed	-	35-40	-	Vapor	139-145 (vapor)
Saitoh, 2007	Modified car compressor	Check valve removed	65	6.5-7.5	R113	140 (solar thermal)
Manolakos, 2009	Modified car compressor	Check valve removed	30-50	3.5-5	R134a	37-60 (steam boiler)
Twomay, 2015	Modified car compressor (Sanden TRSA09)	Check valve removed	-	3.47	R245fa	80-120 (thermal oil)
Liu, 2019	Modified car compressor (AOTECAR ATC-066)	Check valve removed	22-43	-	R123	90-150 (thermal oil)

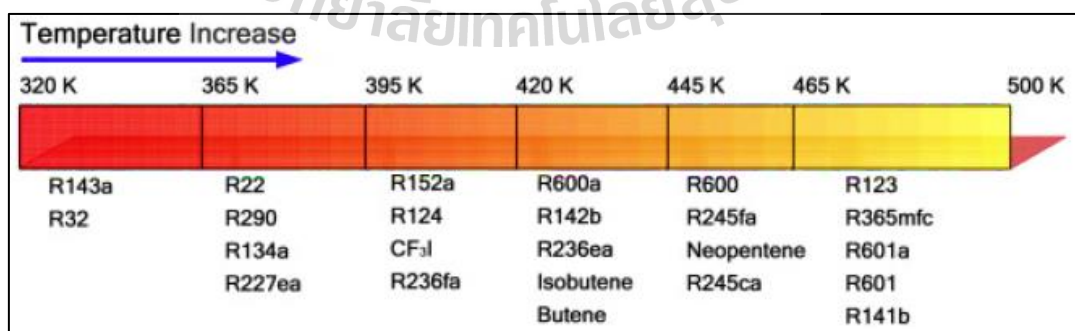
2.5 การออกแบบโรงไฟฟ้า ORC

นอกจากอุปกรณ์ expander ที่มีความสำคัญ ในการออกแบบโรงไฟฟ้าที่สมบูรณ์จะต้องพิจารณาส่วนอื่น ๆ ที่มีความสำคัญไม่แพ้กันประกอบด้วย สารทำงานที่ใช้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ระบบแหล่งความร้อน แหล่งทิ้งความร้อน และอุปกรณ์อื่น ๆ ที่ช่วยเพิ่มเสถียรภาพ และประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าโดยจะกล่าวแยกเป็นหัวข้อดังนี้

2.5.1 การเลือกสารทำงาน

เนื่องด้วยความยืดหยุ่นของระบบ ORC ที่สามารถปรับใช้กับแหล่งความร้อนได้หลาย ๆ ชนิด เนื่องจากการที่สามารถเปลี่ยนสารทำงานภายในระบบได้ โดยยังคงประสิทธิภาพที่น่าพอใจ ในขอบเขตของการศึกษานี้ต้องการใช้แหล่งความร้อนที่เป็นความร้อนทิ้งอุณหภูมิ <math>< 150^{\circ}\text{C}</math> สิ่งที่ต้องพิจารณาแรกๆสำหรับการออกแบบระบบ ORC นั้นคือการเลือกสารให้เหมาะสมกับแหล่งความร้อน โดยเกณฑ์ทั่วไปคือเลือกตามอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่จะนำไปใช้ร่วมด้วย โดย Wang et al. (2013) ได้นำเสนอรูปที่ 2.7 จะเห็นว่าในแต่ละย่านอุณหภูมิแหล่งความร้อนก็จะมีชนิดของสารทำงานที่เหมาะสม แตกต่างกันไป ขึ้นอยู่กับจุดเดือดของสารทำงานเป็นหลัก โดยตัวที่มีจุดเดือดสูงก็จะเหมาะกับแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูงนั่นเอง และ Papadopoulos et. al. (2010)

ได้นำเสนอเกณฑ์การเลือกสารทำงานดังตารางที่ 2.4 ซึ่งประกอบไปด้วย 4 หัวข้อหลัก ๆ ได้แก่คุณสมบัติด้าน thermodynamics, ความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม, ความปลอดภัย, และความเข้ากันได้กับระบบ ซึ่งเมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆเหล่านี้ร่วมกับขอบเขตงานวิจัยที่สนใจในการศึกษานี้ พบว่าตัวเลือกที่ดีที่สุดคือ R245fa เพราะมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูง, ODP-GWP ต่ำ, ไม่ไวไฟ, เป็นพิษเล็กน้อย และมีเสถียรภาพทางเคมีที่สูง และจากตารางที่ 2.3 จะเห็นว่ามีการใช้งาน R245fa เป็น 9 งานจาก 19 งานวิจัย



รูปที่ 2.7 ย่านอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับสารทำงาน แต่ละชนิด (Wang et al., 2013)

ตารางที่ 2.4 เกณฑ์การเลือกสารทำงาน (Papadopoulos et al., 2010)

Thermodynamic	Environmental	Safety	Process-related
1. Density (ρ)	8. Ozone depletion potential (ODP)	10. Toxicity ($^{\circ}\text{C}$)	12. Efficiency (η)
2. Latent heat of vaporization (H_v)	9. Global warming potential (GWP)	11. Flammability ($^{\circ}\text{F}$)	13. Maximum operating pressure (P_{\max})
3. Liquid heat capacity (C_{pl})			14. Mass flowrate (m_f)
4. Viscosity (μ)			15. Critical pressure (P_c)
5. Thermal conductivity (λ)			
6. Melting point temperature (T_m)			
7. Critical temperature (T_c)			

2.5.2 การออกแบบแหล่งความร้อนของโรงไฟฟ้า

จากปัญหาที่ Qiu et al. (2012) ได้พบระหว่างการทดสอบระบบ ORC ด้วยแหล่งความร้อนจากเตาเผาชีวมวล พบว่าเนื่องจากการออกแบบเตาเผาที่ไม่ดีนัก ทำให้การควบคุมความร้อนที่ป้อนให้สารทำงานที่ evaporator ทำได้ยาก ด้วยจุดประสงค์ของงานวิจัยนี้คือมุ่งเน้นในการทดสอบสมรรถนะ expander เป็นหลักจึงลดความยุ่งยากในการทดสอบ โดยใช้แหล่งความร้อนจำลองที่ควบคุมได้ง่ายเข้ามาแทน คือฮีตเตอร์ไฟฟ้า และใช้ตัวกลางในการรับความร้อนจากฮีตเตอร์ไปส่งให้สารทำงานในชุดทดสอบอีกที ซึ่งจากการสำรวจงานวิจัยในปัจจุบันพบว่า มี 3 แหล่งความร้อนจำลองที่นิยมใช้ได้แก่

1. อากาศร้อน คือการนำฮีตเตอร์ไฟฟ้ามาอุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงแล้วใช้พัดลมเป่าอากาศให้ไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ heat exchanger ซึ่งข้อดีก็คือ อากาศเป็นของที่สะอาดไม่ต้องกังวลเรื่องการรั่วไหล แต่ข้อเสียที่พบจากงานของ Quoilin (2007) คืออากาศนั้นควบคุมความเร็วในการไหล และวัดค่าอัตราการไหลได้ยาก เนื่องจากอากาศมีการขยายปริมาตรเมื่ออุณหภูมิเพิ่ม ทำให้การควบคุมการให้ความร้อนกับสารทำงานทำได้ยาก และการคำนวณอัตราการไหลไม่สมจริง

2. น้ำร้อน คือการใช้ น้ำร้อนซึ่งข้อดีจะเหมือนกับตัวอากาศร้อนคือเป็นของสะอาดไม่ต้องกังวลเรื่องการรั่วไหลมากนัก แต่มีข้อดีเหนือกว่าอากาศคือ การควบคุมการให้ความร้อนและการวัดการไหลทำได้ง่ายกว่า แต่มีข้อเสียคืออุณหภูมิจะปรับได้ในช่วงจำกัด เนื่องด้วยน้ำมี

จุดเดือดที่ 100°C ที่ 1 บรรยากาศ หากต้องการให้อุณหภูมิขึ้นไปที่ 150°C เพื่อให้ น้ำคงสถานะ เป็นของเหลวความดันในระบบต้องมีค่า 4.76 bar absolute ซึ่งจะทำให้อุปกรณ์ต่างๆ ในระบบต้อง ทนแรงดันที่สูง และมีอันตรายมากขึ้น งานวิจัยที่ใช้น้ำร้อนเป็นแหล่งความร้อนจึงมักจะใช้อุณหภูมิ ของแหล่งความร้อนได้ไม่สูงนัก เช่นงานของ Gao et al. (2015) และ Chang et al. (2015) น้ำร้อนทำ อุณหภูมิได้ที่ 105°C และ 95.6°C

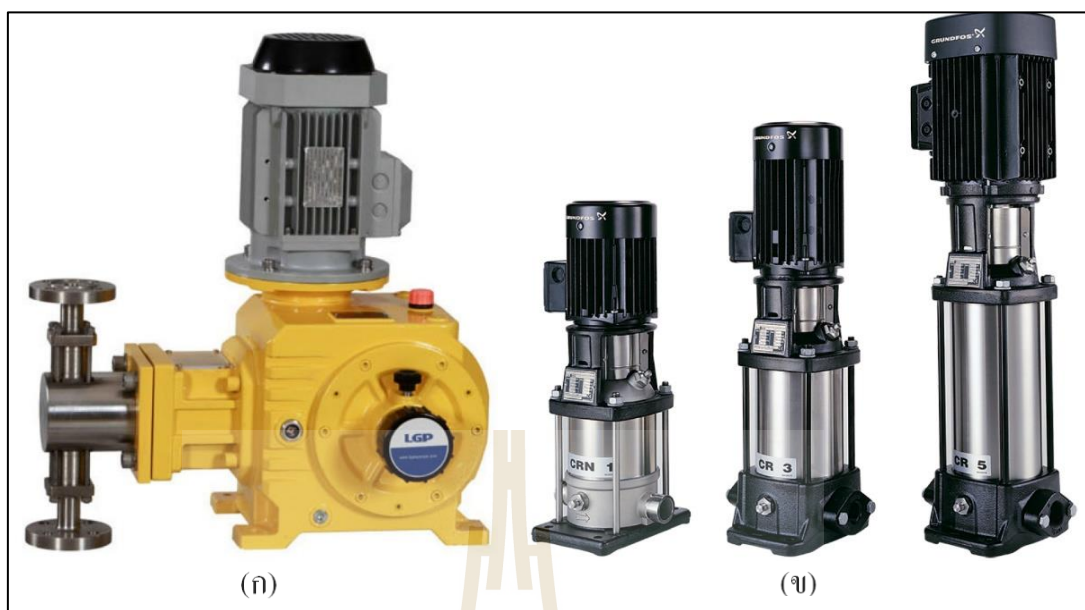
3. Thermal oil หรือน้ำมันร้อน คือการใช้ระบบ thermal oil heater ระบบนี้จะใช้ heater อุ่นน้ำมันให้อุณหภูมิสูงแล้วนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงาน ข้อดีคือสามารถปรับ อุณหภูมิได้ในช่วงกว้างเพราะ thermal oil มีจุดเดือดอยู่ที่ประมาณ 300°C ที่ความดัน 1 บรรยากาศ ทำให้ความดันในระบบไม่จำเป็นต้องสูง แต่ข้อเสียที่ชัดเจนก็คือราคา thermal oil ที่จะต้องจ่ายเพิ่ม เข้ามา และอุปกรณ์ต่าง ๆ ต้องเลือกชนิดที่ใช้กับ thermal oil ได้ ซึ่งในงานของ Dickes et al. (2014) ที่ใช้ thermal oil ทำอุณหภูมิได้ 145°C และในงานของ Jung et al. (2015) แหล่งความร้อน ทำอุณหภูมิได้ 158.7°C ในขณะที่ความดันในระบบ thermal oil มีค่า 1.5 bar absolute ในงานวิจัยนี้ จึงตั้งใจจะใช้ระบบ thermal oil เป็นแหล่งความร้อนจำลองแทนแหล่งความร้อนที่จากโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากทำอุณหภูมิได้สูงใกล้เคียงกับอุณหภูมิจากการเผาชีวมวล และสามารถปรับอุณหภูมิแหล่งความร้อน ได้ในย่านที่กว้างกว่า

2.5.3 การออกแบบแหล่งทิ้งความร้อน

สำหรับแหล่งทิ้งความร้อนหรือ heat sink ในโรงไฟฟ้าทั่วไปนิยมใช้งาน ตัว cooling tower เช่นในงานของ Qiu et al. (2012) ก็มีการใช้งาน cooling tower เช่นกัน อย่างไรก็ตาม มีงานวิจัยบางส่วนใช้น้ำประปาเป็นตัวรับความร้อนทิ้ง เช่นในงานของ Quoilin (2007) เนื่องด้วย การควบคุมความร้อนที่ออกจากระบบสามารถทำได้ง่าย โดยการปรับอัตราการไหลของน้ำประปา, อุณหภูมิของน้ำประปาที่ต่ำและค่อนข้างคงที่ตลอดทั้งวัน และยังสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายในการ สร้างชุดทดลองในส่วน Cooling systems สำหรับการศึกษานี้ตั้งใจจะใช้ทั้งระบบ cooling tower และน้ำประปาเปรียบเทียบกันด้วยเพื่อศึกษาเปรียบเทียบอิทธิพลของแหล่งทิ้งความร้อนที่ต่างกัน ว่าส่งผลต่อสมรรถนะของ expander และโรงไฟฟ้าอย่างไร

2.5.4 การเลือก pump

สำหรับโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กระดับ kW จนถึง MW ประเภทของ pump ที่นิยมใช้จะเป็น diaphragm pump และ centrifugal pump ซึ่งมีจุดเด่นและจุดด้อยที่แตกต่างกันดังนี้



รูปที่ 2.8 (ก) diaphragm pump (ข) multi-state centrifugal pump

Diaphragm pump จะทำงานคล้ายกระบอกสูบรอนต์ มีความสามารถในการคุมอัตราการไหลของสารทำงานได้อย่างแม่นยำ ทำแรงดันได้สูง และสามารถปรับอัตราการไหลในการปั๊มได้ง่าย โดยปรับระยะ stroke ของ plunger ที่อยู่ภายใน ซึ่งในงานวิจัยของ Quoilin (2007) ได้ใช้งาน pump ประเภทนี้เช่นเดียวกัน อย่างไรก็ตาม ข้อเสียของ pump ประเภทนี้คืออัตราการไหลที่ได้จะมีลักษณะเป็น pulsation ตามจังหวะการบีบตัวของ diaphragm ซึ่งแก้ปัญหานี้ได้ด้วยอุปกรณ์ pulse damper แต่จะแลกมาด้วยการสูญเสียแรงดันบางส่วน ในด้านราคา pump ประเภทนี้จะสูงกว่าแบบ centrifugal pump ประมาณ 3 เท่า เนื่องจากวัสดุภายในที่ราคาแพง และผลิตเป็นจำนวนค่อนข้างน้อย

Centrifugal pump ทำงานโดยการเหวี่ยงของไหลให้มีพลังงานจลน์โดยอาศัย centrifugal force สามารถสร้างอัตราการไหลของสารทำงานได้ต่อเนื่องและราบเรียบ ทำแรงดันปานกลาง และสามารถปรับอัตราการไหลโดยการคุมความเร็วรอบมอเตอร์ ซึ่งในงานวิจัยของ Sun et al. (2019) ได้เปรียบเทียบสมรรถนะของ pump ทั้ง 2 ประเภทนี้ พบว่า centrifugal pump ทำให้ประสิทธิภาพของ expander ที่สูงกว่าประมาณ 10% ในสภาวะการทำงานที่ใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตาม ข้อเสียของ pump ประเภทนี้คือแรงดันที่สร้างได้ไม่สูง ซึ่งแก้ปัญหานี้ด้วยการต่อแบบอนุกรม ซึ่งในปัจจุบันมีการผลิต pump ลักษณะนี้ในแบบสำเร็จรูป เรียกว่า multi-state centrifugal pump ซึ่งได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายในการใช้งานในโรงไฟฟ้า ORC ในปัจจุบัน

การเลือกใช้ multi-state centrifugal pump จะขึ้นอยู่กับตัวแปรออกแบบ 2 ตัวหลัก ได้แก่ แรงดัน และอัตราการไหลของสารทำงานในโรงไฟฟ้าที่ต้องการ โดยนำค่าออกแบบไปเลือกกับ characteristic curve ของ pump ที่บริษัทผู้จำหน่ายมีให้ และให้พิจารณาในส่วนของความเข้ากันได้ของวัสดุต่าง ๆ pump กับสารทำงานและอุณหภูมิในการใช้งานด้วย ซึ่งวัสดุ seal ของ pump โดยทั่วไปมักจะเกิดปฏิกิริยากับสารเคมีจำพวกน้ำยาแอร์ยกตัวอย่างเช่นกลุ่ม R134a และ R245fa ซึ่งนิยมใช้ในโรงไฟฟ้า ORC และวัสดุพวกนี้ทั่วไปทนอุณหภูมิได้ไม่เกิน 80°C จึงควรเช็คซ้ำในจุดนี้เพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน

2.5.5 การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับอุปกรณ์ heat exchanger ที่ใช้ในโรงไฟฟ้าทั่วไป Wronski (2015) กล่าวว่ามักจะใช้ชนิด shell and tube เพราะความทนทาน สามารถใช้ในแรงดัน-อุณหภูมิสูงได้ดี รวมไปถึงของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อน อย่างไรก็ตาม heat exchanger กลุ่มนี้มักทำออกมาขายในขนาดกำลังการถ่ายเทความร้อนที่สูง ๆ ซึ่งขนาดจะใหญ่ ซึ่งหากอยากได้ขนาดเล็กต้องสั่งทำพิเศษ ทำให้ราคาจะสูง ด้วยขอบเขตงานวิจัยนี้ ORC ของเรามีขนาด 1 kW ซึ่งเล็ก plate heat exchanger (PHE) จึงเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจ เพราะว่ามันจะทำออกมาขายในขนาดกำลังการถ่ายเทความร้อนที่น้อย ๆ หรือขนาดเล็กนั่นเอง ซึ่งทำให้มีราคาที่ถูกลง เมื่อเทียบกับ heat exchanger แบบก่อนหน้า


Abu-Khader (2012) ได้กล่าวอีกว่า PHE มีราคาที่สมเหตุสมผล เมื่อนำไปใช้ในโรงไฟฟ้าที่มีความดันและอุณหภูมิที่จำกัด ด้วยขนาดที่มีให้เลือกหลากหลาย กะทัดรัด และทำความสะอาดง่าย ทำให้ PHE เป็นที่นิยมมาก โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมอาหาร Bolmstedt (2002) ยังกล่าวอีกว่า PHE สามารถทนการไหลแบบ unsteady ได้ดี เนื่องด้วยลักษณะของโครงสร้างภายใน ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 โครงสร้างภายใน PHE แบบ single-pass counter-flow

จากการสำรวจงานวิจัยต่างๆ ในขอบเขตที่ใกล้เคียงกัน พบว่า Heat exchanger ที่งานวิจัยอื่นเลือกใช้สำหรับ evaporator และ condenser ล้วนเป็นชนิด PHE ทั้งสิ้น ในการศึกษาครั้งนี้จึงตั้งใจจะใช้ PHE สำหรับเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ evaporator และ condenser เช่นกัน โดยขนาดที่เหมาะสมจะขึ้นกับปริมาณความร้อนที่ต้องการถ่ายเทในหน่วย W พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของ plate และอัตราการไหลของสารทำงานที่มาแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสามารถเลือกจาก Catalogue ของทางผู้ผลิตดังรูปที่ 2.10 โดยมีปัจจัยที่ต้องคำนึงถึงเพื่อความปลอดภัยอีก 2 ปัจจัยคือวัสดุของ PHE เกิดปฏิกิริยากับสารทำงานที่ใช้หรือไม่ และแรงดันในระบบสูงเกินค่าที่แนะนำหรือไม่

K Series-Standard Brazed Plate Heat Exchanger



K series is the series with the most complete range in sizes and widely used in heating and cooling applications.

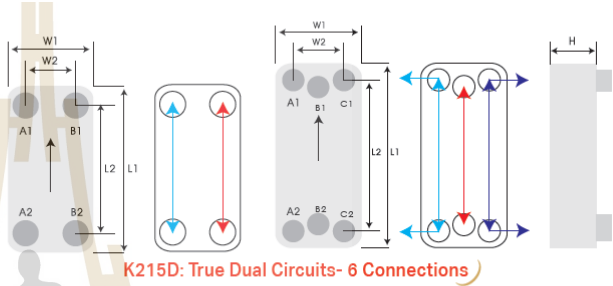
Main application: HVAC, heat pump, chiller, oil cooler, district heating and cooling.

K-S Extra Strength: Kaori "S" type BPHE is designed to withstand max. working pressure 45 bar for R410A Application.

K-D True Dual Circuits: Kaori "D" type BPHE is designed to handle two compressors with true dual refrigerant circuits pattern; perfect choice for both full and half load operation.

Brazing Material	Copper (Extra Strength)		
	Copper	Copper (Extra Strength)	Nickel
Max. Working Pressure (bar)	30/30	45/30	10/10
Min. Test Pressure (bar)	43/43	65/43	15/15
Max. Working Temperature (°C)	200°C		

* Working pressure for K210: 16 Bar.

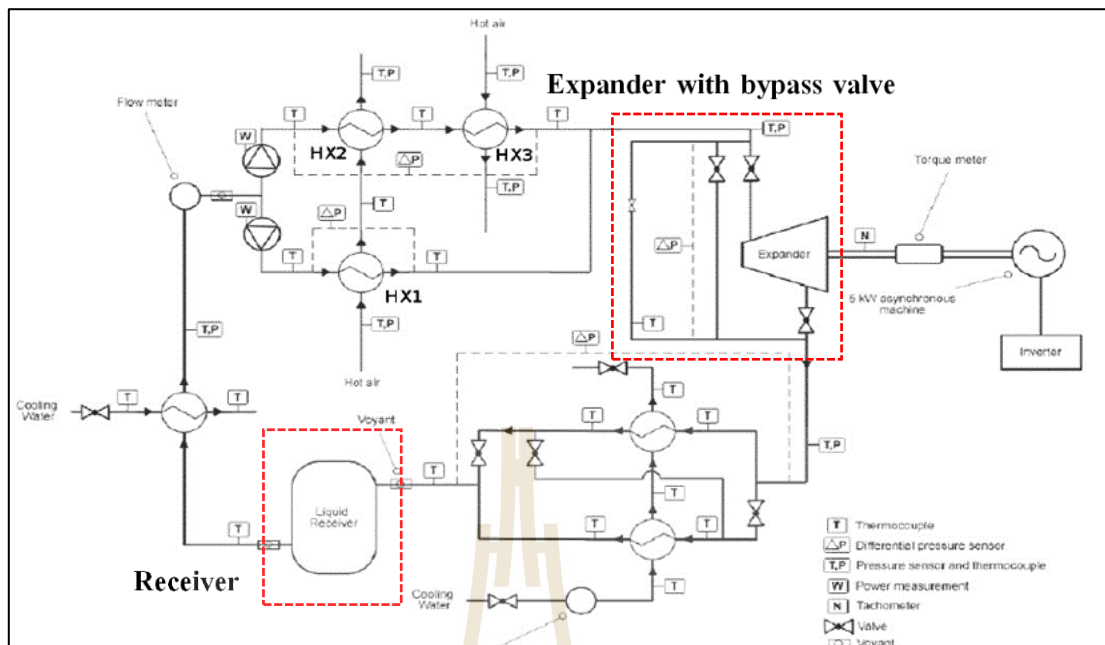


Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight*(kg) (Without Connection)	Heat Transfer Area/ plate (m ²)	Total Heat Transfer Area (m ²)	Volume/ Channel (liter)	Total Volume (liter)
K025	205	172	73	42	6.70+2.27*N	0.48+0.040*N	0.0120	(N-2)*0.0120	0.025	(N-1)*0.025
K030	194	154	80	40	9.00+2.20*N	0.50+0.047*N	0.0117	(N-2)*0.0117	0.025	(N-1)*0.025
K040	311	278	73	40	9.00+2.30*N	0.79+0.070*N	0.0195	(N-2)*0.0195	0.040	(N-1)*0.040

รูปที่ 2.10 ตัวอย่าง catalogue ของ plate heat exchanger (PHE)

2.5.6 การเพิ่มอุปกรณ์ receiver

อย่างไรก็ตามด้วยลักษณะของ PHE ที่กะทัดรัด ทำให้ความจุสารทำงานในตัว PHE ต่ำ จากปัญหาที่ Quoilin (2011) พบก็คือบางช่วงเวลา สารทำงานไม่เพียงพอที่จะเข้าไปที่ปั๊ม สารทำงานได้ ทำให้เกิดการไหลที่มีฟองอากาศ หรือการรันตัวเปล่า โดยไม่มีสารทำงานของ pump จึงต้องมีอุปกรณ์เก็บสำรองสารทำงาน (liquid receiver) ในบริเวณก่อนถึง pump เพื่อป้องกันเหตุการณ์ที่ว่านี้ด้วยดังรูปที่ 2.11 โดยอุปกรณ์นี้จะติดตั้งบริเวณฝั่ง suction ของ pump โดยอุปกรณ์นี้ นอกจากจะช่วยแก้ปัญหาที่ว่ามาแล้ว ยังสามารถช่วยเพิ่มแรงดันบวกทางฝั่งดูดของ pump (Net Positive Suction Head Available, NPSH_a)



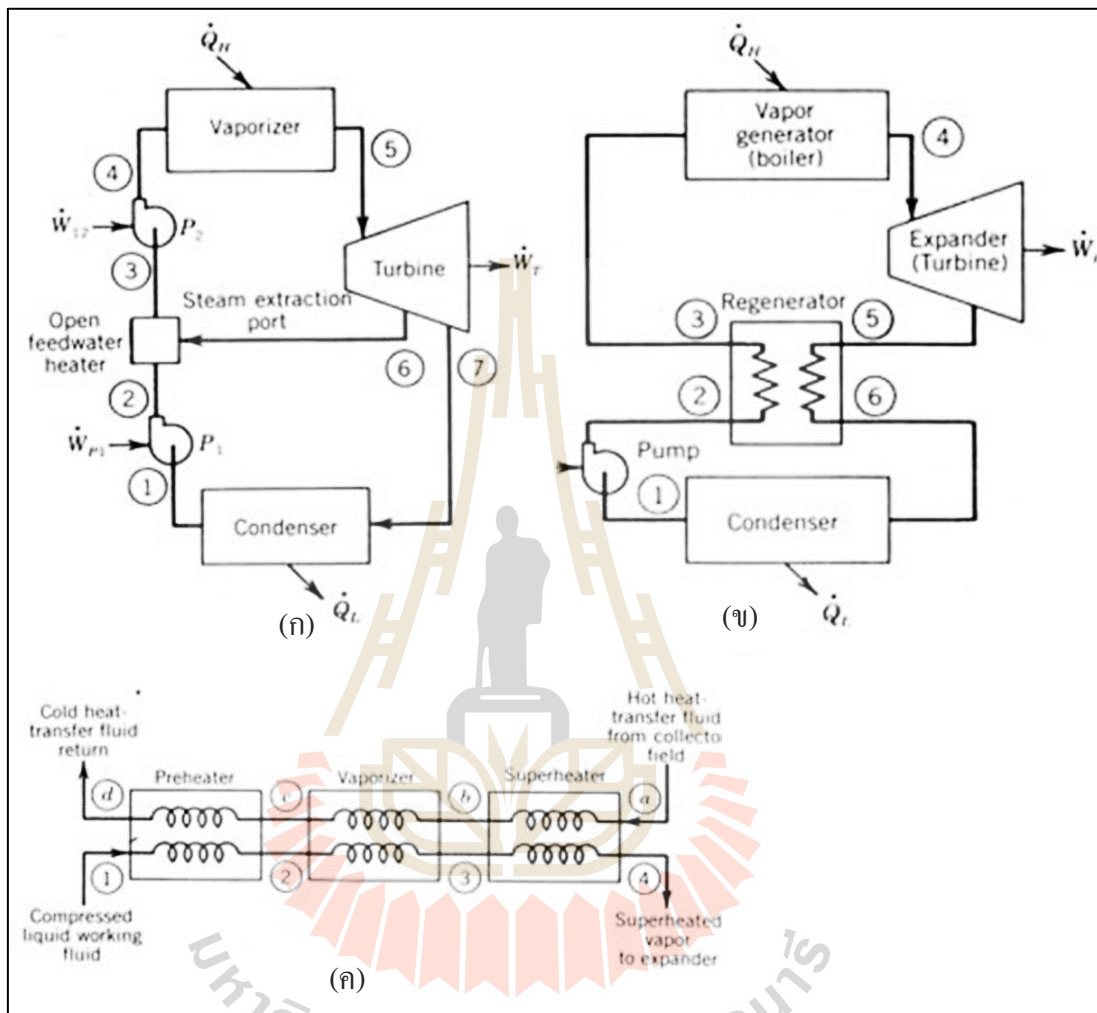
รูปที่ 2.11 ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC (Quoilin, 2011)

2.5.7 การเพิ่มอุปกรณ์ recuperator

นอกเหนือจาก ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนพื้นฐาน ได้แก่ evaporator และ condenser แล้ว ในหลายงานวิจัยมีการติดตั้ง ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมเพื่อประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าที่มากขึ้น เช่นการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 3 ชนิดดังต่อไปนี้ 1. Steam extractor, 2. Regenerator และ 3. แยกส่วน Evaporator เป็น 3 ส่วน ดังรูปที่ 2.12 แต่ในแบบที่ 1 ไม่เป็นที่นิยมทำ ในระบบโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กเช่นนี้ เนื่องจาก expander unit มักจะเป็นแบบ single-stage การสกัดเอาไอบางส่วนออกมาจะเป็นเรื่องที่ยุ่งยาก ต่างจากโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ที่เป็น multi-stage turbine ที่กระบวนการ extraction จะง่ายกว่ามาก เพราะมีการแบ่ง กระบวนการ expansion ออกเป็น หลาย stage อยู่แล้ว ในกรณีที่ 1 และ 2 การติดตั้ง heat exchanger เพิ่มเติมจึงจะพบมากกว่า

ในการจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Ahmadi et al. (2014) ได้มีการคำนวณว่าไฟฟ้าสุทธิที่จะได้จากโรงไฟฟ้า ORC ในกรณี ORC แบบง่าย, แบบติด super heater, แบบติด recuperator และแบบ ติดทั้ง super heater และ recuperator โดยใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ โดยที่สารเดียวกันจะควบคุม เงื่อนไขการทำงานของระบบให้เหมือนกันทุกประการ ผลจะแสดงในตารางที่ 2.5 ซึ่งเมื่อพิจารณา R245fa พบว่าการติด super heater เพิ่มปริมาณไฟฟ้าสุทธิได้ 2.3% ติด recuperator เพิ่มได้ 6.4% และในกรณีที่เพิ่มทั้งคู่ 18.43% ซึ่งในงานวิจัยนี้สนใจที่จะติด recuperator เพิ่ม เนื่องด้วยงานสุทธิที่ ได้ และความยุ่งยาก และงบประมาณของระบบที่เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ และการทำ recuperator

เป็นที่นิยมกับสารทำงาน R245fa ที่เป็นลักษณะ isentropic ที่เมื่อสารทำงานออกจาก turbine แล้วยังมีอุณหภูมิสูงอยู่ และมีสถานะเป็น superheated vapor จึงเหมาะที่จะนำมาใช้งานในงานวิจัยนี้



รูปที่ 2.12 การติดตั้ง heat exchanger เพิ่มในลักษณะต่าง (ก) การทำ extraction สารทำงานบางส่วน หลังออกจาก turbine (ข) การทำ recuperation โดย regenerator (ค) การทำ preheat, vaporize, superheat แยกเป็นส่วน ๆ

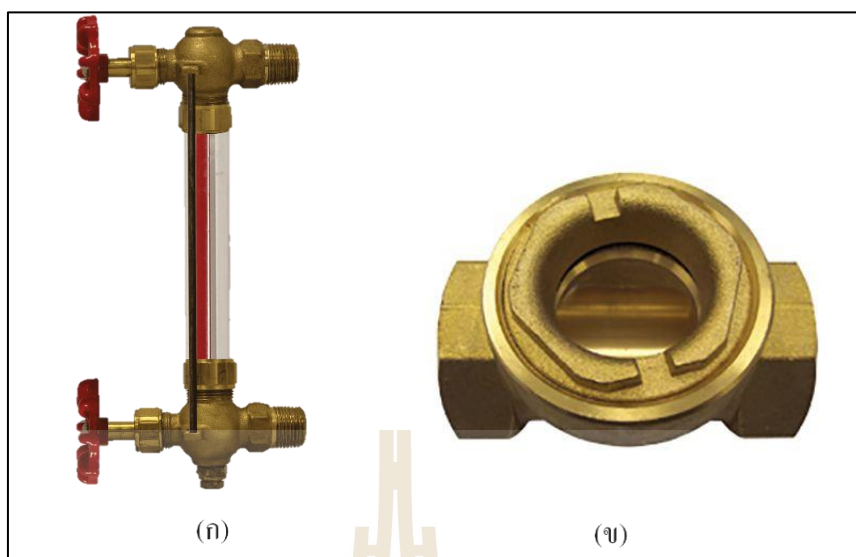
ตารางที่ 2.5 ไฟฟ้าที่ได้สุทธิจากการติดตั้ง heat exchanger เพิ่มในลักษณะต่าง ๆ (Ahmadi et al., 2014)

Working fluids	Simple Rankine cycle (kW)	Addition of Super heater (kW)	Addition of Recuperator (kW)	Addition of Super heater and Recuperator (kW)
Benzene	20.14	20.38	22.08	24.17
n-pentane	14.08	14.08	16.84	17.04
R123	12.89	13.16	13.61	14.26
Iso-pentane	13.53	13.63	15.61	16.24
R245fa	10.58	10.82	11.26	12.53
Butane	11.34	11.51	11.72	12.23

2.5.8 การจัดวางตำแหน่งของอุปกรณ์ในโรงไฟฟ้าและอุปกรณ์อื่น ๆ

การจัดวางตำแหน่งอุปกรณ์ ออกแบบ โดยจากการทำปรัทัศน์วรรณกรรมจากงานวิจัยต่างๆ โดยสำหรับ ORC loop จะอ้างอิงการออกแบบจาก 2 งานวิจัย (Eicke and Smolen, 2015; Zywicki et al., 2015) โดยมีหลักคิด ดังนี้

- กำหนดตำแหน่งอุปกรณ์ที่มีขนาดใหญ่ก่อนอุปกรณ์ขนาดเล็ก เช่น pump, evaporator, condenser, expander ก่อน
- ให้อุปกรณ์ทุกตัวใกล้กันเท่าที่จะเป็นไปได้ เพื่อลดระยะทางของท่อให้สั้นเพื่อให้เกิด pressure loss ต่ำที่สุดเท่าที่เป็นไปได้ อย่างไรก็ตามจะพิจารณาความสามารถในการเข้าถึงอุปกรณ์แต่ละตัวเป็นสิ่งสำคัญเพื่อความสะดวกในการบำรุงรักษา ไม่ชิดกันเกินไป
- กำหนดความสูงอุปกรณ์ตามสถานะและอุณหภูมิของสารทำงานในอุปกรณ์ดังนี้
 1. โดยสถานะ vapor > mixture > liquid
 2. หากสารทำงานอยู่สถานะเดียวกัน บริเวณใดอุณหภูมิสูงกว่าจะนำไว้สูงกว่า โดยการจัดวางแบบนี้จะได้อิทธิพลจาก buoyancy effect ช่วยเสริมการไหลของสารทำงานในระบบให้ดียิ่งขึ้น
- ออกแบบขนาดของท่อโดยให้มีขนาดเท่าขนาดของท่อทางเข้าของอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดให้น้อยที่สุด ซึ่งจะช่วยลด minor loss ระบบท่อจากการลดหรือเพิ่มหน้าตัดทำให้เกิด pressure loss น้อยที่สุด



รูปที่ 2.13 (ก) level gage (ข) sight glass

- มีถึง receiver สะสมสารทำงานติดตั้งก่อนเข้า pump เพื่อช่วยตำรองของเหลวให้ pump มีสารทำงานให้คูตลอดเวลา อีกทั้งเพิ่ม NPSH_a ซึ่งช่วยเพิ่มเสถียรภาพการทำงานของ pump นอกจากนี้ควรมีการใส่ level gage ดังรูปที่ 2.13 เพื่อจะได้เช็คระดับน้ำใน receiver ได้
- ออกแบบให้มีการเลี้ยวตัวของท่อให้น้อยที่สุดเท่าที่เป็นไปได้เพื่อลด minor loss ในท่อ อันเกิดมาจากข้ออ ข้อเลี้ยว
- มีการใช้ท่อที่ยืดหยุ่นได้ (flexible joint) บริเวณหน้าหลังอุปกรณ์ที่คาดว่าจะสั่น ซึ่งคุณสมบัติของอุปกรณ์นี้จะช่วยสลายพลังงานจากการสั่น ทำให้อุปกรณ์ทำงาน ได้นิ่ง และมีอายุการใช้งานที่มากขึ้น
- ใช้ท่อเหล็กและใช้การต่อแบบขันเกลียวและยูเนียนในจุดที่คาดว่าจะมีการเปลี่ยนแปลง อุปกรณ์ในอนาคตทำให้ง่ายต่อการตัดแปลง ส่วนที่เหลือจะใช้การเชื่อมถาวรทั้งหมดเพื่อป้องกันการกรั่ว
- เลือกใช้อุปกรณ์ที่ทำซื้อได้ในท้องตลาดเมืองไทยเพื่อง่ายต่อการซ่อมบำรุง และการขยายผล ต่อยอดงานวิจัย
- โรงไฟฟ้าจะออกแบบให้มีลักษณะ โปร่ง เพื่อช่วยเรื่องระบายอากาศ ระบายความร้อน ของ motor pump และง่ายต่อการเข้าถึงเพื่อบำรุงรักษา
- ในส่วนของอุปกรณ์ที่ต้องการการบำรุงรักษาบ่อยจะมีการใส่ service valve คร่อมหน้า และหลังของอุปกรณ์ได้แก่ pump, flow meter และ expander

- pump จะต้องมีการติดตั้งอย่างถูกต้อง ต้องมี strainer กรองสิ่งสกปรกติดตั้งที่ฝั่งดูด และ non-return valve ที่บริเวณฝั่งส่งเพื่อป้องกัน hammer effect ไม่ให้ไปทำให้ pump เสียหาย
- จากงานของ Quoilin (2011) บริเวณ expander จะต้องมีการเช็คสถานะของสารทำงานว่าเป็น superheated vapor หรือไม่ เนื่องจาก expander ควรใช้งานกับสารทำงานในสถานะไอเท่านั้น เพื่อป้องกัน expander เสียหายจึงต้องมีการติดตั้ง sight glass ดังรูปที่ 2.13 เพื่อจะสามารถเช็คสถานะสารทำงานได้ และติดตั้ง bypass valve ครอบ expander เพื่อเปลี่ยนเส้นทางการไหลของสารทำงาน ดังรูปที่ 2.11



บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

รายงานนี้นำเสนอการออกแบบชุดทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัวสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี ขนาด 1 กิโลวัตต์โดยการศึกษารูปแบบการสร้างโรงไฟฟ้าจากปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง จากนั้นนำผลออกแบบมาจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรม MATLAB เพื่อพิสูจน์ความเป็นไปได้ จากนั้นทำการจัดซื้อและสร้างชุดระบบโรงไฟฟ้า และทำการทดสอบสมรรถนะของ scroll expander บนโรงไฟฟ้านี้

โดยคาดว่าผลที่ได้จากงานวิจัยจะเป็นองค์ความรู้ในการเลือกใช้ scroll expander ที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้า ORC องค์ความรู้ในการสร้างโรงไฟฟ้า ORC รวมไปถึงได้เงื่อนไขลักษณะการควบคุมระบบโรงไฟฟ้าที่เหมาะสม เพื่อพัฒนาเทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าเป็นทางเลือกในการเพิ่มกำลังการผลิตพลังงานไฟฟ้าสำหรับประเทศไทยต่อไป

3.1 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย

สำหรับขั้นตอนการศึกษา ผู้วิจัยจะได้ลำดับไว้เป็นข้อดังนี้

3.1.1 ค้นหาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง

ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับรวบรวมข้อมูลที่มีความจำเป็นสำหรับการศึกษาวิจัย ได้แก่ หลักการและทฤษฎีพื้นฐานสำหรับโรงไฟฟ้า ORC, แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์สำหรับโรงไฟฟ้า ORC และ งานวิจัยเชิงทดลองที่เกี่ยวข้องกับโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็ก

3.1.2 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้า

ผู้วิจัยได้ใช้โปรแกรม MATLAB โดยผู้วิจัยได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และทำการจำลองหาสถานะที่ดีที่สุดของโรงไฟฟ้าโดยฝั่งการทำงานของโรงไฟฟ้าและเงื่อนไขในการจำลองจะเป็นไปรูปที่ 3.1 ในส่วนของรายละเอียดโปรแกรมผู้วิจัยขอยกเนื้อหาไปไว้ในภาคผนวก ก โดยขอสรุปสิ่งที่ได้จากโปรแกรมนอกเหนือจากสิ่งที่ได้กล่าวไปแล้วข้างต้นดังนี้

- สารทำงานที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าคือ R245fa อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เหมาะสมกับการใช้งานกับ R245fa คือช่วงตั้งแต่ 130°C ขึ้นไป ซึ่งประสิทธิภาพเริ่มคงที่ประมาณ 9%

- การติดตั้ง IHX ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้น ในกรณี superheated ประสิทธิภาพจะเพิ่มโดยเฉลี่ย 1.5% ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเป็น 10.8%

- การติดตั้ง recuperator (IHX) ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้น ในกรณี superheated ประสิทธิภาพจะเพิ่มโดยเฉลี่ย 1.5% ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเป็น 10.8% ในกรณี saturated ประสิทธิภาพทางความร้อนจะเพิ่มเฉลี่ย 0.5% และประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นได้นั้น จะช่วยลดความต้องการความร้อนที่ต้องจ่ายให้ตู้ระบบ ซึ่งช่วยให้ประหยัดเชื้อเพลิง รวมไปถึงงานที่ต้องจ่ายให้ pump ด้วย

นอกจากนี้ ผลของการจำลองเชิงคณิตศาสตร์ได้ถูกเผยแพร่แล้วในปี 2017 (Hinlailoed and Koonsrisuk, 2017) และได้ทำการพัฒนาโปรแกรมต่อเพื่อใช้ในการออกแบบ และตรวจสอบความถูกต้องของการทดลองเป็นระยะ ๆ โดยตัวโปรแกรมจะมี flowchart การคำนวณระบุไว้ในส่วนภาคผนวก ก และได้เผยแพร่งานวิจัยของโปรแกรมที่ถูกพัฒนาต่อในปี 2019 (Hinlailoed and Koonsrisuk, 2019)

3.1.3 จัดซื้อและประกอบชุดทดสอบโรงไฟฟ้า

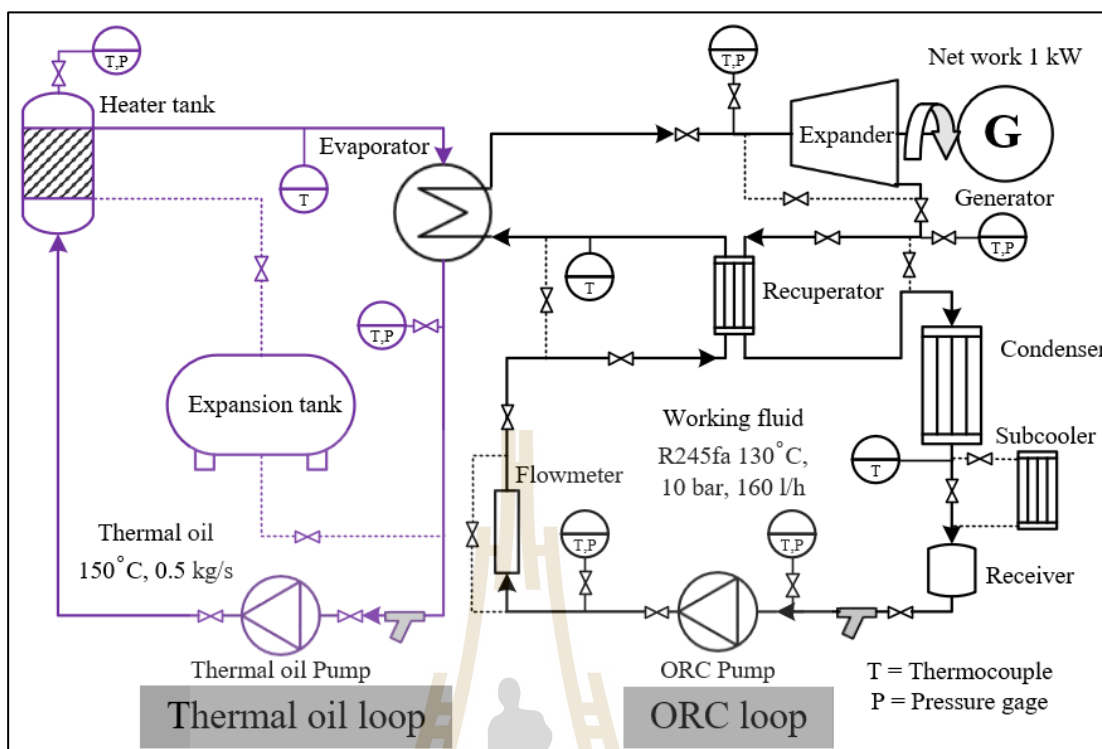
นอกจากนี้ ยังได้ทำการค้นคว้าข้อมูลของอุปกรณ์ต่าง ๆ ในด้านคุณสมบัติ และราคาเพื่อประเมินขนาดของชุดทดสอบที่สามารถสร้างได้ ตามงบประมาณที่มี (445,000 บาท) โดยในขั้นตอนนี้ จะทำการกำหนดรายการและคุณสมบัติของอุปกรณ์ที่ต้องการ แล้วติดต่อ บริษัทที่จำหน่ายอุปกรณ์เพื่อขอใบเสนอราคาอย่างน้อย 3 บริษัทต่ออุปกรณ์ โดยจะพิจารณาซื้อจาก เจ้าที่อุปกรณ์มีคุณสมบัติเทียบเท่าเงื่อนไขที่ต้องการ และเสนอราคาถูกที่สุด ซึ่งลงรายละเอียดของ อุปกรณ์ที่เลือกใช้ในหัวข้อ 3.2 โดยจะได้ทำการแจกแจงการใช้งบประมาณแยกไว้ที่ ส่วนงบค่าใช้จ่ายในตารางที่ ค.1 ส่วนภาคผนวก ค.

3.1.4 ทำการทดลองและวิเคราะห์สมรรถนะของ expander และโรงไฟฟ้า

ในการศึกษานี้ จะศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ เช่น อุณหภูมิแหล่งความร้อน อัตราการไหลของสารทำงาน ขนาดของ expander อิทธิพลของการติดตั้ง check valve รวมไปถึง อิทธิพลของระบบทั้งความร้อน ซึ่งแจกแจงวิธีโดยละเอียดไว้ในหัวข้อ 3.5 และวิเคราะห์ในประเด็นต่าง ๆ ไว้ในหัวข้อที่ 4

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย

อุปกรณ์ที่สำคัญในระบบจะแบ่งออกเป็น ส่วน thermal oil loop เพื่อใช้สำหรับจำลอง แหล่งความร้อน และ ORC loop ซึ่งเป็น โรงไฟฟ้างดรูปที่ 3.1 ซึ่งจะขออธิบายหลักการทำงาน และหน้าที่ของอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนี้

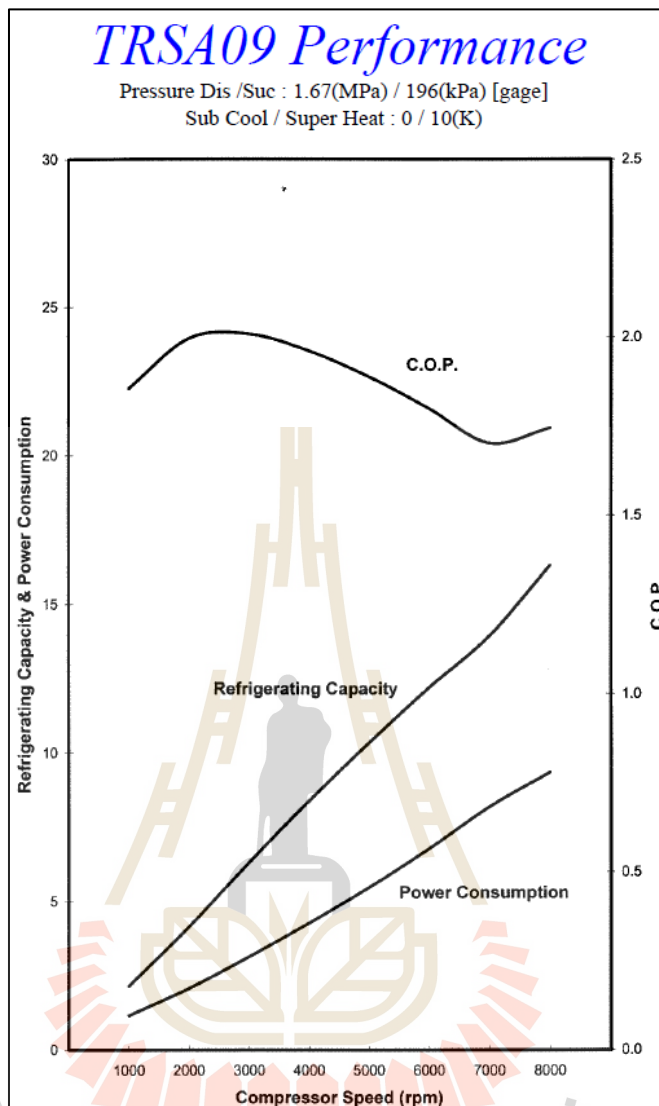


รูปที่ 3.1 แผนผังชุดทดลอง thermal oil loop และ ORC loop

3.2.1 Scroll expander

ในการศึกษานี้ได้การดัดแปลงคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์เพื่อทำหน้าที่ scroll expander โดยเลือกจำนวน 2 รุ่น ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ Sanden รุ่น TRSA09 และ TRSA11 ซึ่งมีปริมาตรกวาดต่อรอบ (swept volume) เท่ากับ 85.7 และ 110 cc/rev ตามลำดับ และมี design pressure ratio เท่ากัน คือ 6 โดยกราฟสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์รุ่น TRSA09 มีลักษณะตามรูปที่ 3.2

เหตุผลที่เลือกคอมเพรสเซอร์ยี่ห้อนี้ เนื่องจากมีงานวิจัยที่เลือกใช้รุ่น TRSA09 มาก่อน และพบว่า ระบบมีประสิทธิภาพดี (Twomay, 2015) และมีการใช้งาน expander ขนาดใกล้เคียงกัน ในงานของ Xi et al. (2019) ได้มีการทดสอบ expander ขนาด 66 และ 86 cc/rev พบว่าขนาด expander ที่มีขนาดใหญ่กว่าจะให้กำลังงานกลที่สูงกว่า ในงานวิจัยนี้จึงได้ต่อยอดจากงานวิจัยดังกล่าวโดยเพิ่มขนาดของ swept volume ไปอีกโดยทดสอบ expander ขนาด 110 cc/rev โดยตัว expander ที่เลือกมาใหม่นี้ยังไม่มีงานวิจัยใดเคยทดสอบมาก่อน มีโรงงานผลิตในประเทศไทย ซึ่งสะดวกในการจัดซื้อและหาข้อมูล

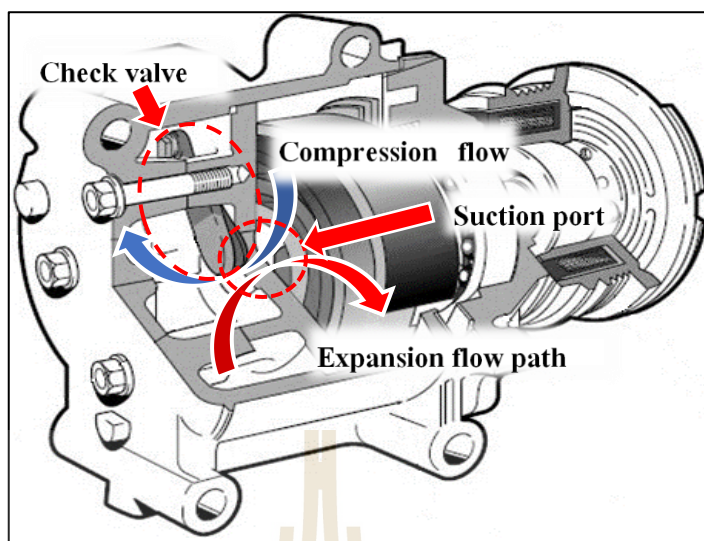


รูปที่ 3.2 กราฟสมรรถนะของ compressor TRSA09

ในการตัดแปลงคอมเพรสเซอร์ให้ทำหน้าที่ expander ต้องสลับเส้นทางเข้า-ออกของสารทำงาน กล่าวคือ

- สารทำงานไหลเข้าที่ช่องออกของคอมเพรสเซอร์
- ขยายตัวภายในช่องระหว่าง orbiting กับ fixed scrolls ทำให้ได้งานออกมา
- แล้วสารทำงานไหลออกที่ช่องเข้าของคอมเพรสเซอร์

เพื่อจะทำเช่นนั้นได้ ต้องถอด check valve ออก โดย valve นี้อยู่ที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ดังรูปที่ 3.3 ทำหน้าที่ป้องกันสารทำงานไหลย้อนกลับ



รูปที่ 3.3 ลักษณะภายในของ scroll compressor ยี่ห้อ Sanden ในวงกลมคือ check valve ที่ทำหน้าที่กันสารทำงานไหลย้อนกลับ

โดยคอมเพรสเซอร์ที่เลือกใช้ มีสารทำงานเป็น R134a และใช้น้ำมันหล่อลื่น Sanden SP-10 เมื่อตัดแปลงแล้วสามารถใช้น้ำมันหล่อลื่นตัวเดิมได้ แต่เปลี่ยนสารทำงานเป็น R245fa เนื่องจาก

- จากปริทัศน์วรรณกรรมพบว่า R134a ไม่เหมาะกับช่วงอุณหภูมิที่เลือกศึกษา
- จากการจำลองเชิงตัวเลขที่ปรากฏในภาคผนวก ก พบว่า R245fa เหมาะกับช่วงอุณหภูมิที่ศึกษา

สำหรับวัสดุที่ใช้ของ compressor จะประกอบด้วย 1. cast iron เป็นส่วน housing และ scroll, 2. carbon steel จะใช้สำหรับประเก็น และชิ้นส่วนเคลื่อนไหวนไหว, 3. O-ring seal ใช้วัสดุ polyurethane และ 4. tip seal รูปก้นหอยบน orbiting scroll ดังรูป 2.4 จะใช้วัสดุ PTFE ซึ่งวัสดุที่กล่าวมาข้างต้นสามารถใช้งานกับ R245fa ได้

จากตารางที่ 1 จะเห็นว่าจุดเดือดที่ 1 บรรยากาศของ R245fa มีค่าเพียง 15.3°C ทำให้มีสถานะเป็นไอในสิ่งแวดล้อมประเทศไทย และทำให้เกิดอุปสรรคในการอัดสารทำงานเข้าโรงไฟฟ้า อย่างไรก็ตาม เพื่อให้สามารถอัดสารทำงานจากถังเก็บน้ำยาแอร์ เข้าสู่โรงไฟฟ้า ผู้วิจัยมีเทคนิคดังนี้

1. ทำการ vacuum เอาอากาศในระบบท่อในโรงไฟฟ้าออกทั้งหมดก่อนทำการเติม R245fa ครั้งแรกโดยใช้ vacuum pump โดยโรงไฟฟ้าจะมีการติดตั้ง service valve สำหรับทำการเติมสารทำงาน น้ำมันหล่อลื่น และสำหรับการทำ vacuum บริเวณถัง receiver ดังรูปที่ 3.4
2. เปิด subcooler เพื่อลดอุณหภูมิของระบบท่อในโรงไฟฟ้าและทำให้แรงดันในโรงไฟฟ้าต่ำ แรงดันสารทำงาน R245fa ในถังจะได้ไหลเข้าไปในโรงไฟฟ้าได้ง่าย

ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติ R245fa

Properties	Value
ASHRAE number	HFC-R245fa
Chemical name	Pentafluoropropane
Type of working fluid	Isentropic fluid
Critical temperature (°C)	154.01
Critical pressure (MPa)	3.651
Boiling point @ 1 atm (°C)	15.3
Liquid density (kg/m ³)	1338
Vapor density @ 25°C (kg/m ³)	8.55
ASHRAE safety class	B1
GWP	1030
ODP	0

3. ต่อสายเติมน้ำยาแอร์กับ service valve ที่ receiver ควรเลือกสายเติมน้ำยาแอร์ที่ใช้กับรถยนต์ที่มีการติดตั้ง sight glass เพื่อจะได้เช็คการไหลของ R245fa ภายในสายได้

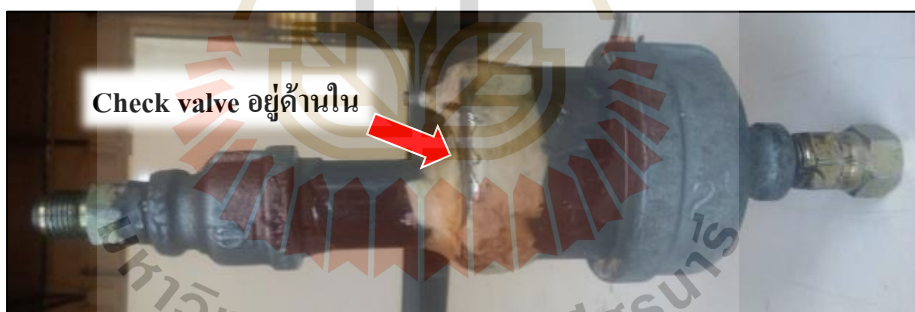
4. ยกถังน้ำยาแอร์ให้สูงกว่าระดับของถัง receiver เพื่อว่า R245fa ที่เป็นส่วน liquid ที่อยู่ในถังจะได้ไหลเข้าสู่โรงไฟฟ้าได้ด้วยแรงโน้มถ่วง

5. สามารถเช็คระดับน้ำยาแอร์ที่เหมาะสมได้โดยทำการเปิด ORC pump ให้ระบบปั๊มสารทำงานให้ครบวงจร จากนั้นดูระดับน้ำยาแอร์ใน level gage ข้างถัง receiver ดังรูปที่ 3.4 ให้ระดับ R245fa อยู่ที่ประมาณ ครึ่งหนึ่งของถังก็จะได้มวลน้ำยาแอร์ในระบบประมาณ 20 kg (1 เท่าของปริมาตรโรงไฟฟ้าทั้งระบบกรณีไม่รวม receiver) โดยเมื่อเติมไปแล้วสารทำงานจะไปอยู่ที่โรงไฟฟ้า 50% และที่ receiver อีก 50% โดยประมาณ

6. สำหรับวิธีการเติมน้ำมัน compressor เพื่อหล่อลื่นจะทำการเติมที่ประมาณ 5% โดยมวลของ R245fa ซึ่งคิดเป็น 1 kg โดยสามารถเติมใส่ในตัวเรือน expander ก่อนติดตั้งเข้าสู่โรงไฟฟ้าได้เลย



รูปที่ 3.4 ลักษณะของถัง receiver ในโรงไฟฟ้า



รูปที่ 3.5 Check valve assembly

นอกจากนี้ยังได้มีการถอดเช็ควาล์วมาดัดแปลงเป็นชุด check valve assembly เพื่อใช้ในการศึกษาอิทธิพลของการติดตั้ง check valve โดยได้ทำการศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งอุปกรณ์นี้ทั้งในตำแหน่ง suction และ discharge โดยอุปกรณ์มีลักษณะดังรูป 3.5

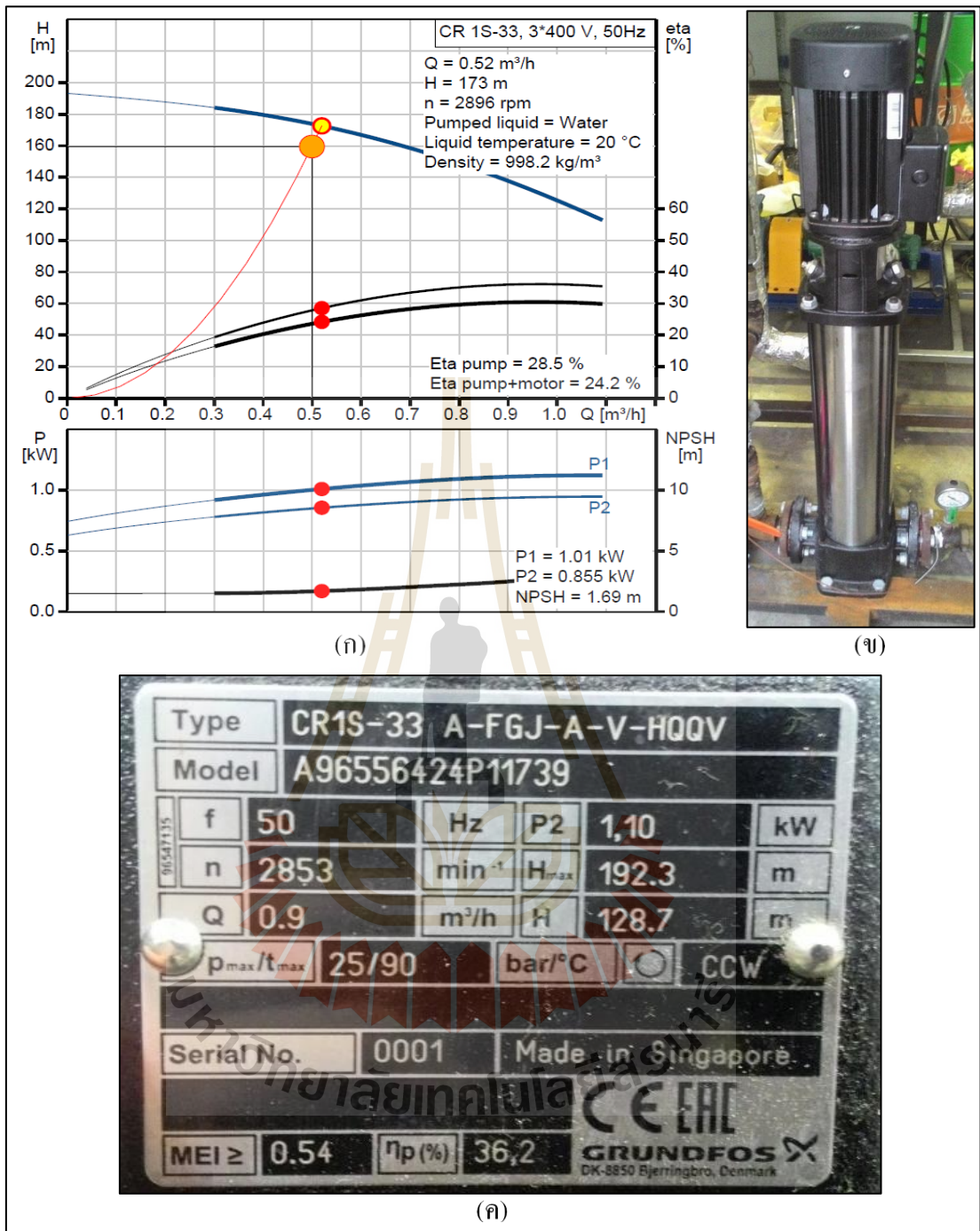
3.2.2 ORC pump

Pump ที่ใช้สำหรับขับเคลื่อนสารทำงานในโรงไฟฟ้า ORC จะใช้ประเภท multi-state centrifugal pump ยี่ห้อ Grundfos รุ่น CR1S-33 โดยมีหลักการทำงานโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

(centrifugal force) จากการหมุนของใบพัด (impeller) ภายในตัว pump เหยียงสารทำงานภายในตัวเรือน ให้มีความเร็วหรือพลังงานจลน์ที่สูงขึ้น โดยใบพัดในตัว pump จะถูกจัดเรียงในลักษณะอนุกรม 33 ชั้น เพื่อเพิ่มแรงดันของสารทำงานให้สูงขึ้น และ pump ยังสามารถปรับความเร็วรอบมอเตอร์ขนาด 1 kW ได้ โดยมี inverter สำหรับคุมความถี่ในการจ่ายกระแสไฟฟ้าตั้งแต่ 0-50 Hz สำหรับคุณสมบัติเพิ่มเติมของ ORC pump จะแสดงไว้ในรูปที่ 3.6 ค

สาเหตุที่เลือก multi-state centrifugal pump ตัวนี้เนื่องจาก pump สามารถสร้างแรงดันและอัตราการไหลของสารทำงานในช่วงโรงไฟฟ้าที่ต้องการโดยสังเกตจากรูป 3.6 ก จุด design operating point (จุดสีเหลือง) จะอยู่กลาง characteristic curve ของ pump (เส้นสีน้ำเงิน) ซึ่งเป็นย่านที่มีประสิทธิภาพ pump ค่อนข้างสูง และสามารถทำการปรับอัตราการไหลเพื่อเร่งหรือลดการทำงานของ pump จากจุดออกแบบได้อีกด้วย นอกจากนี้วัสดุต่างๆ ใน pump ได้ออกแบบให้เข้ากันได้กับสารทำงาน และอุณหภูมิในการใช้งาน ซึ่งวัสดุ seal ที่สามารถเข้ากันได้ดีกับ R245fa ที่เลือกใช้ในงานวิจัยนี้คือ EPDM (Ethylene Propylene Diene Monomer rubber) โดยสามารถเลือกใช้วัสดุ PTFE แทนได้แต่วัสดุที่เกิดปฏิกิริยารุนแรงกับ R245fa คือ FKM โดยไม่ควรให้ R245fa สัมผัสกับวัสดุนี้โดยเด็ดขาด (Eyerer et al., 2017) ส่วนตัวเรือนสามารถใช้เป็นวัสดุกลุ่ม cast iron, carbon steel หรือ stainless steel ได้ โดย pump ที่เลือกใช้ตัวเรือนและใบพัดจะใช้วัสดุ cast iron และ stainless steel

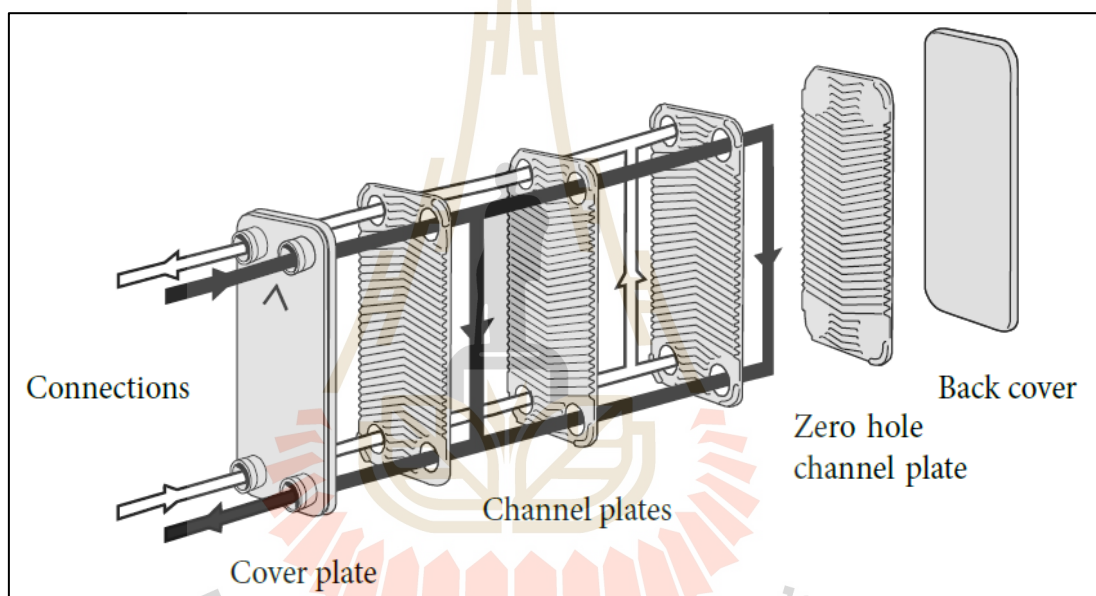




รูปที่ 3.6 (ก) กราฟสมรรถนะ (ข) ลักษณะภายนอก และ (ค) nameplate ของ ORC pump

3.2.3 Evaporator, condenser, recuperator และ subcooler

สำหรับกลุ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกเลือกใช้คือ plate heat exchanger ดังรูปที่ 3.7 และ 3.8 โดยจะประกอบด้วยแผ่นโลหะบางที่ถูกวางซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น การแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเกิดขึ้นเนื่องจากสารที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (เส้นสีดำ) ไหลลงผ่านช่องที่กำหนด และสารที่อุณหภูมิต่ำ (เส้นสีขาว) ไหลขึ้นมารับความร้อนที่ช่องถัดไป โดยสารทั้ง 2 จะไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง แต่ถูกกั้นโดยแผ่นโลหะ โดยความร้อนจะสามารถถ่ายเทจากฝั่งร้อนสู่ฝั่งเย็นได้ผ่านแผ่นโลหะบาง และด้วยการสลักลายไว้บนแผ่นแบบ chevron และการไหลแบบ counter flow จะยิ่งช่วยทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์นี้มีประสิทธิภาพที่สูง



รูปที่ 3.7 ลักษณะภายในของ plate heat exchanger

สำหรับขนาดของ plate heat exchanger จะเลือกตามคู่มือที่ผู้ขายได้เสนอไว้ ซึ่งจะเลือกจากคู่มือของสารที่จะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกัน และตามปริมาณความร้อนที่ต้องการแลกเปลี่ยนในหน่วย kW โดยจากการจำลองทางคณิตศาสตร์ ความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่าง evaporator และ condenser จะมีค่าใกล้เคียงกันที่ประมาณ 10 kW และอุปกรณ์อีก 2 ตัวที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพและเสถียรภาพในการทำงานของโรงไฟฟ้า คือ recuperator และ subcooler ตามลำดับ จะต้องการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประมาณ 2 kW ดังนั้นขนาดของ plate heat exchanger ที่เลือกมาจะมีคุณสมบัติดังตารางที่ 3.2 ตัววัสดุ heat exchanger จะทำด้วย stainless steel และใช้วัสดุ copper

เป็นตัวประสานแต่ละแผ่นโดยวิธี blaze welding สามารถใช้กับน้ำยาแอร์ทั่วไปได้ แต่ควรหลีกเลี่ยงการใช้งานกับ ammonia ซึ่งทำปฏิกิริยากับทองแดง



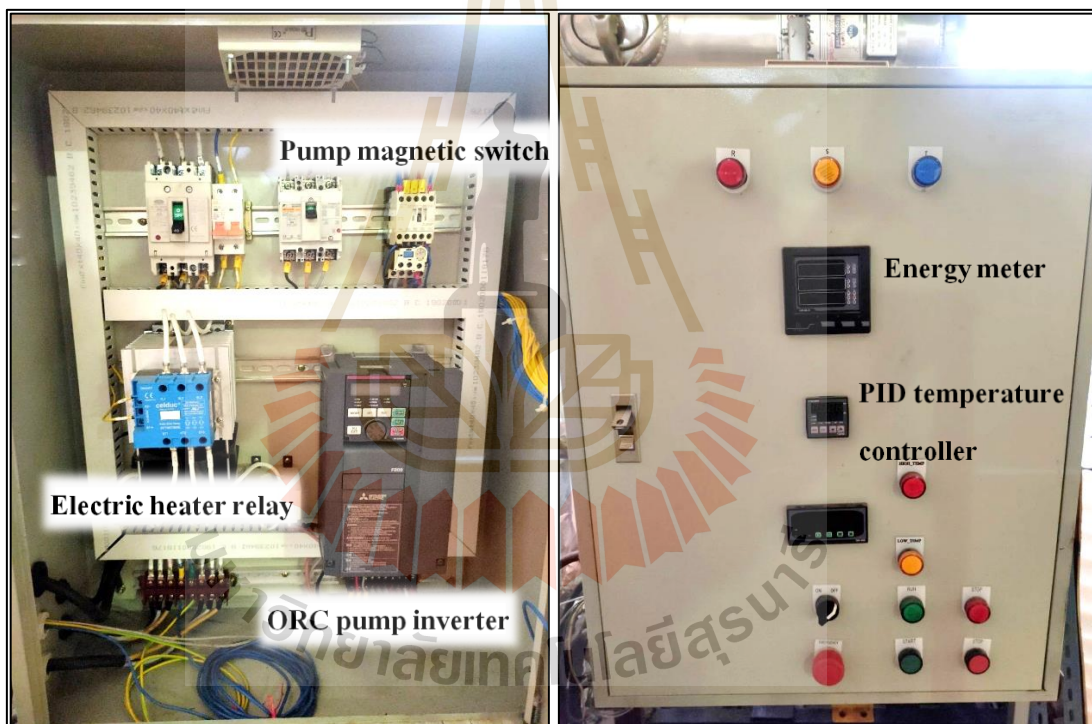
รูปที่ 3.8 ลักษณะของ plate heat exchanger ที่นำมาใช้งานจริง

ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของ plate heat exchangers ที่เลือกมาใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

Properties	Evaporator	Condenser	Recuperator	Subcooler
Model name	K050*40w	K050*40w	K030*30M	K030*30M
Capacity range (kW)	11.72	10.34	2.64	3.52
Area of heat transfer (m ²)	0.969	0.969	0.3276	0.3276
Material	Stainless steel	Stainless steel	Stainless steel	Stainless steel
Max. working pressure (bar)	45	45	30	30
Max. working Temperature (°C)	200	200	200	200
Max. flowrate (L/s)	240	240	65	65
Weight (kg)	7.03	7.03	1.91	1.91

3.2.4 Thermal oil heater

แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำสำหรับโรงไฟฟ้า ORC ในการศึกษานี้มีไว้เพื่อสร้างแหล่งความร้อนจำลองจากความร้อนทิ้งหรือการเผาชีวมวล ซึ่งครอบคลุมย่านแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ โดยจะทำการสร้างความร้อนโดยใช้ electric heater ขนาด 20 kW ซึ่งประกอบด้วย heater 10 kW 2 ตัวช่วยกัน เพื่อช่วยกระจายความร้อนให้ทั่ว โดยถัง heater จะมีขนาด 60 ลิตรใส่น้ำมันอยู่เต็ม มีรูสำหรับเติม ถ่าน้ำมัน และยังมีเซ็นเซอร์เช็คอุณหภูมิและแรงดันติดตั้งไว้กลางถัง โดยควบคุมการทำงานทั้งหมดผ่านตู้คอนโทรลดังรูปที่ 3.9 ซึ่งรับค่าอุณหภูมิจาก thermocouple ส่งไปที่ PID temperature controller เพื่อเช็คอุณหภูมิว่าได้ตามที่ตั้งค่าไว้หรือยัง จากนั้น PID จะสั่งการเปิดปิด Relay ที่เปิดสวิตซ์เปิด-ปิดกระแสไฟฟ้า 3 เฟสที่จ่ายให้ electric heater ทั้ง 2 ตัว



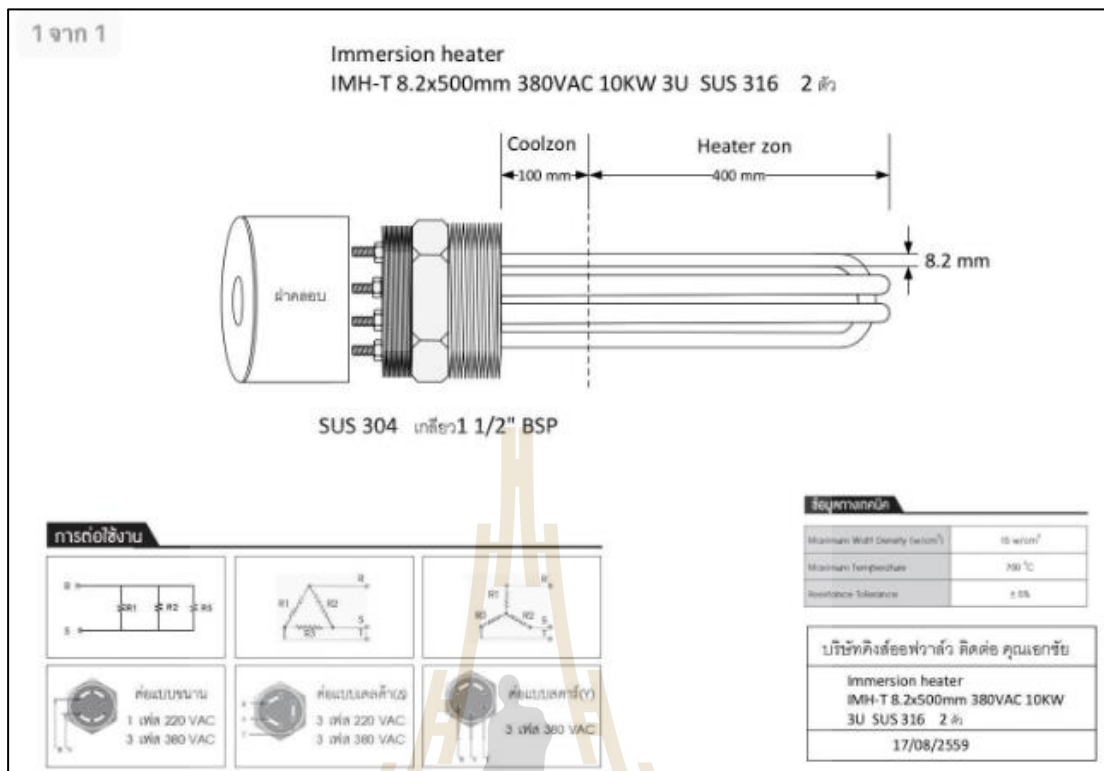
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์ต่าง ๆ บนตู้ controller

สำหรับน้ำมันร้อนใช้ Bang-chak heat transfer oil เป็นตัวกลางในการพาความร้อนไปถ่ายเทที่ evaporator จุดเด่นของน้ำมันตัวนี้คือมีความหนืดเทียบเท่าน้ำ และมีจุดเดือดสูงถึง 354°C ที่ 1 บรรยากาศ โดยคุณสมบัติของน้ำมันได้ระบุไว้ในตารางที่ 3.3 ได้เติมน้ำมันเข้าไปในระบบ thermal oil loop ประมาณ 100 ลิตร

ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติของ thermal oil

Properties	Value
Viscosity @40°C (cSt)	30.97
Viscosity @1000°C (cSt)	5.33
Boiling point @1 atm (°C)	354
Auto ignition point (°C)	373
Color	Clear
Density @30°C (kg/m ³)	862.3
Expansion coefficient (1/°C)	0.00076

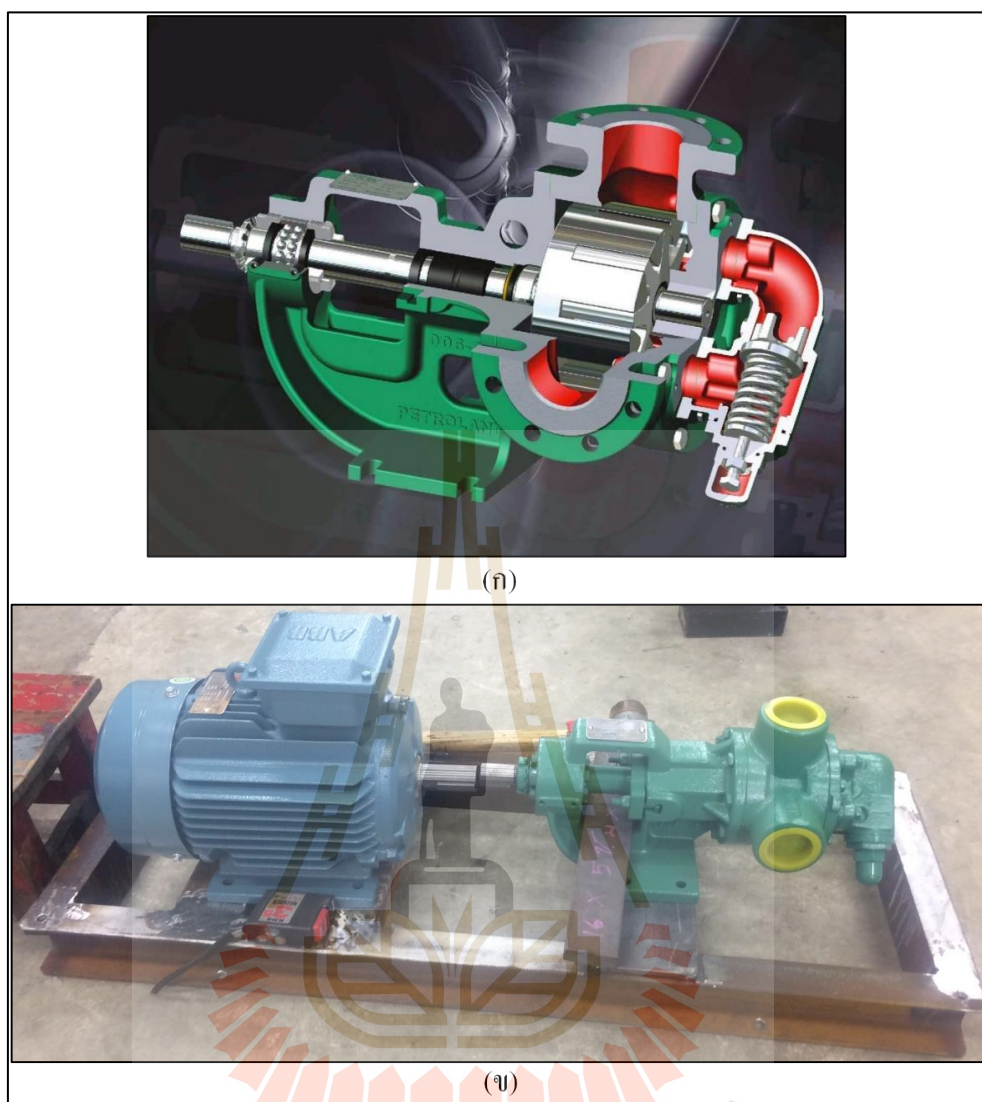
นอกจากนี้ระบบ thermal oil system ยังมีการติดตั้ง expansion tank ไว้ดังรูป 3.1 ในฝั่ง thermal oil loop กลางวงจรเพื่อความปลอดภัย เนื่องจากเมื่อ thermal oil อุณหภูมิสูงขึ้น น้ำมันจะขยายตัวตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น หากระบบ thermal oil loop เป็นระบบปิดจะทำให้เกิดแรงดันภายในระบบที่สูง อาจจะทำให้อุปกรณ์ระเบิดเสียหายได้ ซึ่ง expansion tank ที่ติดตั้งไว้จะทำหน้าที่เป็นพื้นที่ให้น้ำมันร้อนได้ขยายตัวทำให้แรงดันในระบบไม่สูงเกินไป



รูปที่ 3.10 ลักษณะ electric heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันร้อน

3.2.5 Thermal oil pump

อุปกรณ์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนน้ำมันร้อนจะใช้ positive displacement pump ประเภท internal gear pump ซึ่งมีลักษณะภายในดังรูปที่ 3.11 ก ซึ่ง pump ประเภทนี้เหมาะสำหรับสูบส่งของเหลวที่มีความหนืดเช่นน้ำมัน อีกทั้ง pump ตัวนี้ยังออกแบบมาเพื่อใช้กับของเหลวอุณหภูมิสูงประมาณ 200°C ต่อพ่วงกับมอเตอร์ 1.5 kW สร้างอัตราการไหลได้ 3.5 m³/h และได้ติดตั้ง bypass valve เพื่อช่วยให้สามารถปรับอัตราการไหลได้ด้วย valve โดยไม่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของ pump



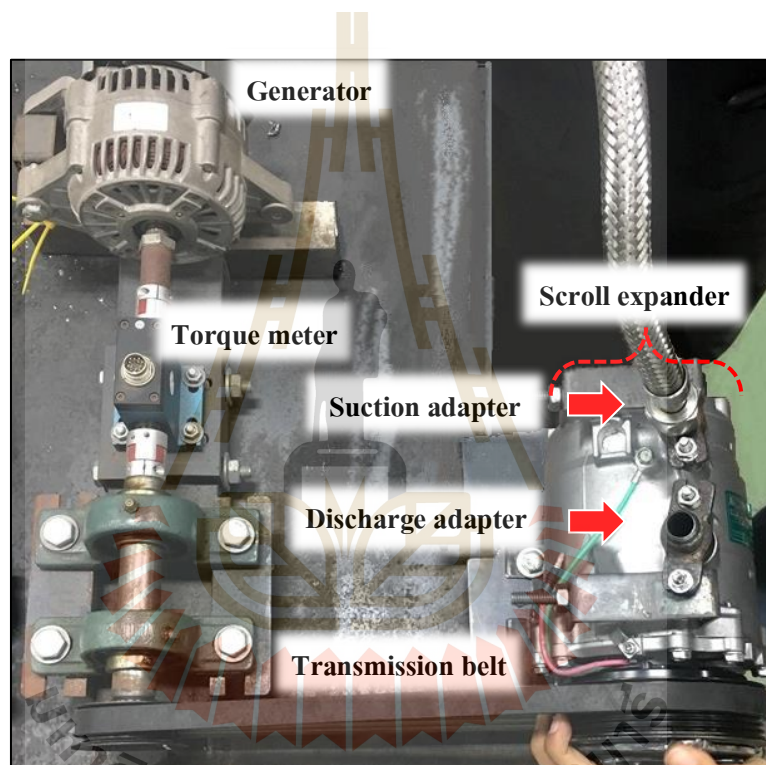
รูปที่ 3.11 (ก) Quarter section view ภายในตัว pump (ข) ลักษณะ thermal oil pump ที่นำมาใช้งาน

3.2.6 Generator

อุปกรณ์ชิ้นนี้ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลจาก expander เป็นไฟฟ้า เพื่อผลิตไฟฟ้าไปจ่ายให้กับโหลดทางไฟฟ้าที่เป็นหลอดไฟ 12 V 60 W จำนวน 18 หลอดต่อขนานกัน โดย generator ที่ใช้ดัดแปลงมาจาก alternator รถยนต์รุ่น Toyota corolla AE101 1.6 L ปี 1991-1998 เป็นชนิดที่ไม่มีสนามแม่เหล็กถาวร โดยจะใช้กระแสไฟฟ้าไหลผ่าน field coil ที่อยู่บนตัวเรือนเพื่อกระตุ้นสนามแม่เหล็กชั่วคราวขึ้นแทน โดยใช้ไฟฟ้าจากแบตเตอรี่เพื่อกระตุ้นสนามแม่เหล็กก่อนในช่วงที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1,000 rpm หากรอบสูงขึ้นถึงประมาณ 1,000 rpm วงจรภายใน จะตัด

กระแสจากแบตเตอรี่ โดยอัตโนมัติ และแบ่งไฟฟ้าที่ผลิตได้มาสร้างสนามแม่เหล็กชั่วคราวด้วยตัวเอง ซึ่งลักษณะของ generator ที่ติดตั้งบนชุดโรงไฟฟ้าจะเป็นดังรูปที่ 3.12

ในกรณีที่แรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้จาก generator สูงกว่า 15 V จากความเร็วรอบสูงเกิน 3,000 rpm วงจร regulator ที่อยู่ส่งจ่ายกระแสไฟฟ้าของ generator จะทำการส่งแรงดันส่วนเกินไปที่ ground ซึ่งเป็นกลไกในการป้องกันแบตเตอรี่ระเบิดเนื่องจากแรงดันชาร์ตสูงเกินไป ดังนั้นเพื่อใช้งาน generator ตัวนี้ให้มีประสิทธิภาพผลิตไฟฟ้าสูงสุดควรใช้งานในรอบการหมุนในช่วงประมาณ 1,000-1,500 rpm เพื่อป้องกันการจ่ายแรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้เกินไปที่ ground โดยสูญเสียเปล่านั้นเอง



รูปที่ 3.12 ลักษณะของ generator Toyota AE101 ที่นำมาใช้งาน

ข้อดีของ generator ประเภทนี้คือมีราคาถูก มีความทนทาน และหาซื้อได้ง่าย แต่ข้อเสียคือ ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าต่ำ ซึ่งจากการทดลองพบว่าสามารถเปลี่ยนกำลังงานกลเป็นไฟฟ้า ด้วยประสิทธิภาพเพียง 20-30% เนื่องจากต้องการแบ่งไฟฟ้าที่ผลิตได้ส่วนหนึ่งไปสร้าง สนามแม่เหล็ก ที่ field coil ทำให้กำลังไฟฟ้าสุทธิจาก generator ประเภทนี้ต่ำกว่าประเภทที่ใช้ แม่เหล็กถาวรสร้างสนามแม่เหล็ก โดยคุณสมบัติจำเพาะของ generator จะแสดงไว้ในตารางที่ 3.3

ในส่วนนี้จะมีการสร้างบน โครงสร้างแยกซึ่งสามารถยกออกจากโรงไฟฟ้าได้สะดวก เนื่องจากเป็นส่วนที่มีการเคลื่อนไหวมาก และต้องการการบำรุงรักษาบ่อย โดยสายทำงานจาก โรงไฟฟ้าเข้ามาจับเคลื่อน expander ผ่านสาย stainless hose ยาวประมาณ 70 cm ทั้งในฝั่ง Suction และ discharge รวม 2 เส้น ข้อดีของการใช้งาน stainless hose ที่ยืดหยุ่นแทนท่อเหล็กปกติที่มั่นคง คือทำให้โรงไฟฟ้าสามารถเชื่อมต่อเข้ากับ expander ที่มีตำแหน่งของ Suction และ discharge ที่ ต่างกัน ได้ ทำให้โรงไฟฟ้าสามารถต่อเข้ากับ expander ได้หลายขนาด หลายประเภท อีกทั้งยังช่วย ชับการสั่นที่เกิดจากตัว expander ไม่ให้ไปถึงตัวโรงไฟฟ้าอีกด้วย

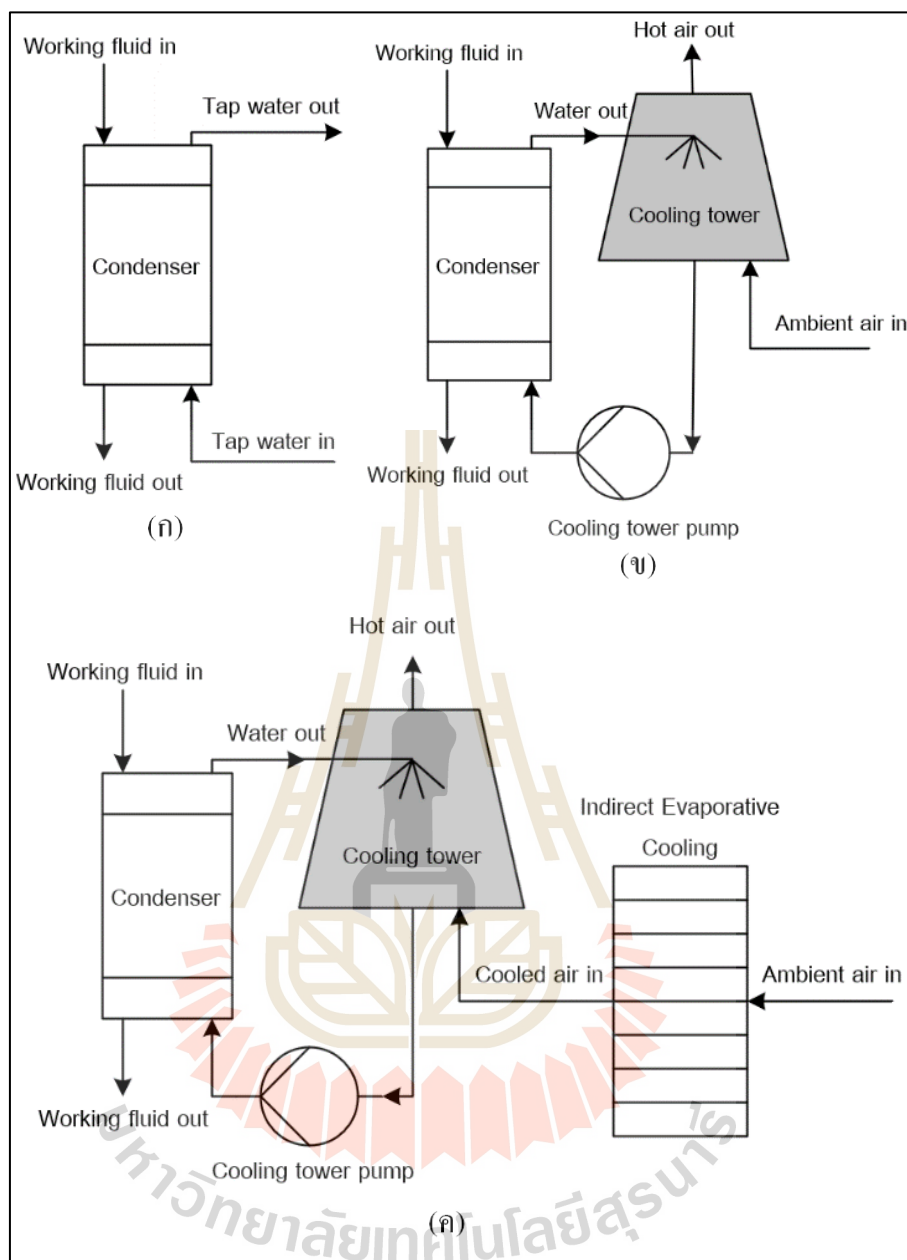
สำหรับระบบส่งกำลังระหว่าง expander และ generator จะใช้สายระบบสายพานดังรูป 3.12 โดยบริเวณฐานวาง expander จะมีการเจาะรูร้อยน๊อตเป็นแนวยาวเพื่อให้สามารถปรับความตึงตาม แนวสายพานได้ บริเวณช่อง suction และ discharge สำหรับเชื่อมต่อกับ stainless hose จะมีการเพิ่ม hose adapter สั่งทำพิเศษที่ทำหน้าที่เปลี่ยนระบบการเชื่อมต่อจากรูปแบบมาตรฐานของรถยนต์เป็น ระบบเกลียว BSPP ซึ่งนิยมใช้ในงานไฮดรอลิกเพื่อให้สามารถต่อเข้ากับสาย stainless hose จาก โรงไฟฟ้าได้

ตารางที่ 3.4 คุณสมบัติของ generator

Properties	Value
Model series	1991-1998 Toyota Corolla AE101
Amperage	70
Voltage	12
Regulator Type	Internal Regulator
No. of pulley groove	5
Belt type	4PK 900
Output type	DC current 12 V

3.2.7 แหล่งทิ้งความร้อน

ในการศึกษานี้จะใช้แหล่งทิ้งความร้อน 3 ระบบประกอบด้วย การใช้น้ำประปา การใช้ cooling tower และ การใช้ cooling tower + IEC โดยทั้ง 3 แบบจะใช้น้ำหล่อเย็นมารับความร้อนที่ condenser ของโรงไฟฟ้างรูปที่ 3.13 โดยในแต่ละระบบมีรายละเอียดดังนี้



รูปที่ 3.13 (ก) ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้น้ำประปา (ข) ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower
(ค) ระบบทิ้งความร้อน โดยใช้ cooling tower + IEC

1. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้น้ำประปา

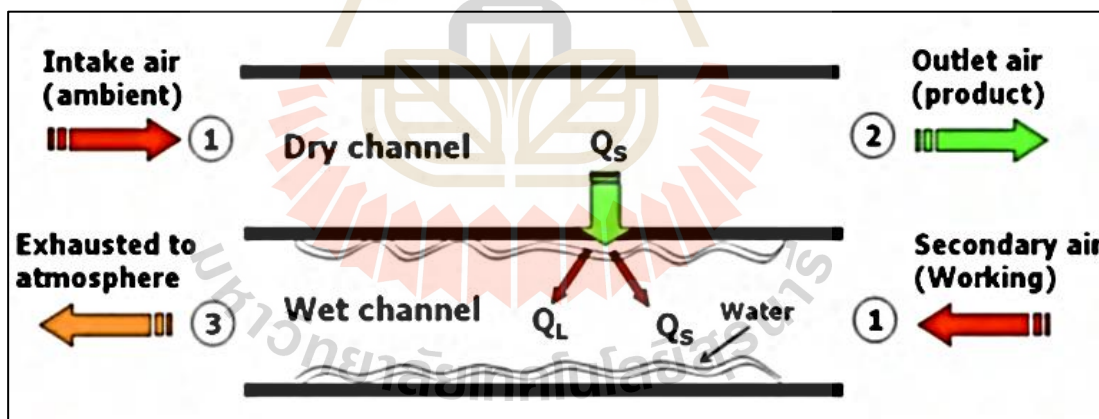
ระบบนี้ใช้น้ำประปาเป็นน้ำหล่อเย็นสำหรับทิ้งความร้อนจากโรงไฟฟ้าโดยตรง แล้วปล่อยทิ้งหลังรับความร้อน โดยได้ทดสอบในเดือนสิงหาคมกับเดือนพฤศจิกายน ซึ่งอุณหภูมิน้ำเฉลี่ยมีค่า 26.5°C และ 29°C ตามลำดับ มีอัตราการไหลที่ 35 LPM โดยมีระบบดังรูปที่ 3.13 ก

2. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower

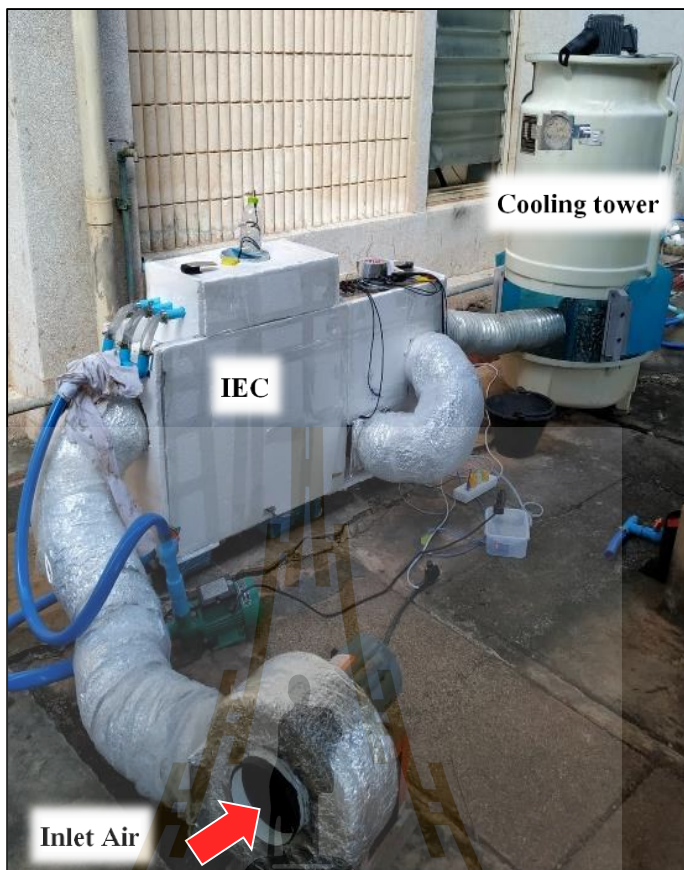
ระบบนี้จะใช้น้ำหล่อเย็นจาก cooling tower โดยระบบนี้สามารถทำอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นได้ต่ำกว่าน้ำประปา เนื่องจากโหมคการถ่ายเทความร้อนแบบระเหยที่เพิ่มเข้ามา สำหรับระบบนี้มีผังการทำงานดังรูป 3.13 ข และมีคุณสมบัติของ cooling tower ดังตารางที่ 3.5

3. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower + IEC

ระบบนี้จะมีการเพิ่ม IEC เพื่อช่วยลดอุณหภูมิให้อากาศก่อนเข้า cooling tower โดยมีส่วนประกอบสำคัญคือ แคนทำความเย็นมีหน้าที่ลดอุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าแกนทำความเย็น ดังรูปที่ 3.14 ซึ่งอากาศที่ไหลในช่องแห้ง (dry channel) และช่องเปียก (wet channel) นั้นจะไม่สัมผัสกัน โดยตรง และถ่ายเทความร้อนผ่านผนังที่กั้นระหว่างช่องเปียกและช่องแห้งออกจากกัน ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศในช่องแห้งลดลง โดยนำอากาศที่ลดอุณหภูมิจาก IEC แล้วนี้เข้าไปรับความร้อนจากน้ำร้อนใน cooling tower ต่อไป โดยระบบทิ้งความร้อน โดยใช้ cooling tower + IEC มีผังการทำงาน ดังรูป 3.13 ค ตัวอุปกรณ์ดังรูปที่ 3.15 และมีคุณสมบัติของอุปกรณ์ดังตารางที่ 3.5 โดยสมมุติให้พลังงานที่พัดลม IEC ใช้น้อยมาก และอาศัยพัดลมของ cooling tower ช่วยในการดูดอากาศเป็นหลัก จึงถือว่าระบบนี้ไม่ได้ใช้พลังงานภายนอกใด ๆ เพิ่ม



รูปที่ 3.14 ลักษณะการไหลของอากาศและถ่ายเทพลังงานภายในช่องแห้ง และช่องเปียกของแกนทำความเย็นชนิด IEC (Riangvilaikul and Kumar, 2010)



รูปที่ 3.15 ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ cooling tower + IEC

ตารางที่ 3.5 คุณสมบัติของระบบทิ้งความร้อน

Cooling tower	
Model	Liang chi LBC T3 RT
Cooling capacity (kW)	11.5
Water flow rate (LPM)	27.5
Air flow rate (m ³ /min)	27.56
Indirect Evaporative Cooler (IEC)	
Number of dry channels	20
Number of wet channels	19
Cooling capacity (kW)	0.2
Air flow rate (m ³ /min)	6.65

3.3 ทำการจัดซื้ออุปกรณ์และประกอบติดตั้งชุดทดสอบ

โดยขั้นตอนนี้ผู้วิจัยได้ทำการประกอบ สร้างโรงไฟฟ้า และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับชุดทดลองทั้งหมด ที่ห้องเครื่องมือกล อาคารเครื่องมือ 1 โดยขั้นตอนนี้จะแบ่งเป็นส่วนย่อย 5 ส่วนด้วยกัน ดังนี้



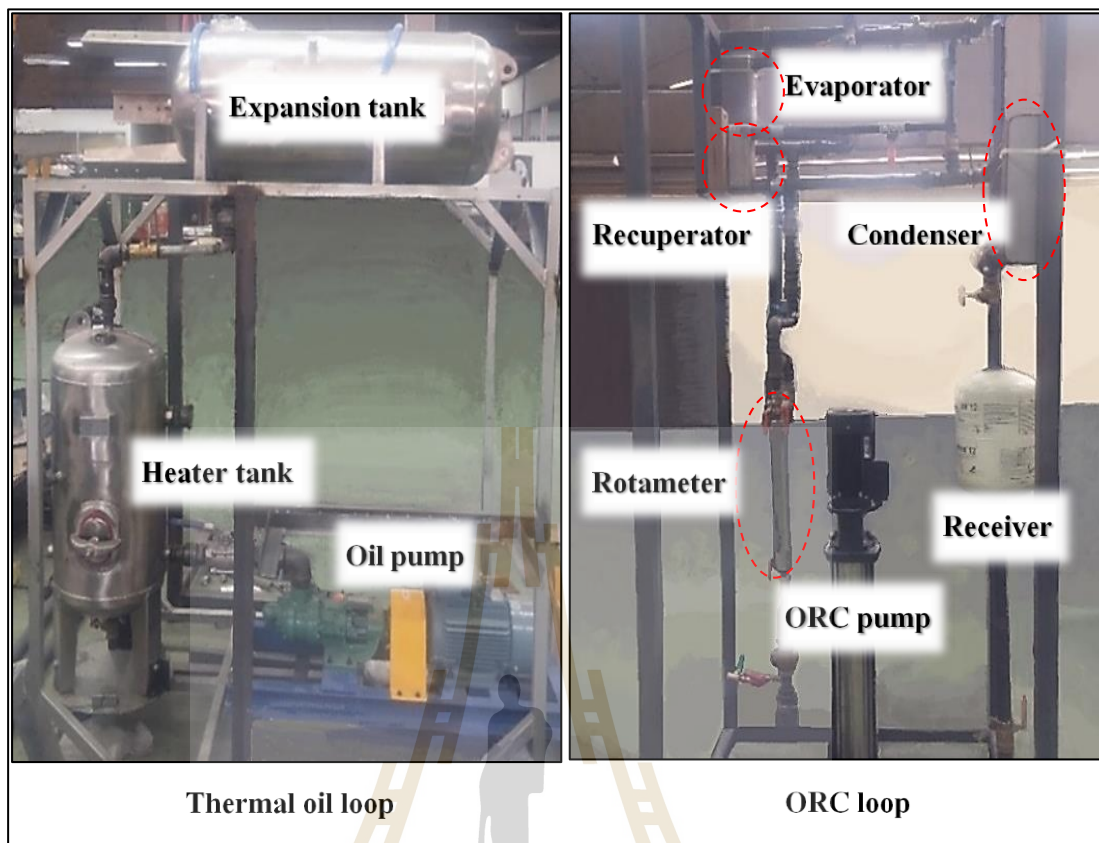
รูปที่ 3.16 การขึ้นโครงสร้างโรงไฟฟ้าของ ORC loop และ thermal oil loop

3.3.1 การขึ้นโครงสร้าง

โครงสร้างจะประกอบด้วย 2 ส่วนแยกกัน ได้แก่ ORC loop และ thermal oil loop โดย ORC loop จะมีทรงสูงขนาด กว้างxยาวxสูง เป็น $1 \times 1 \times 2 \text{ m}^3$ และ $1 \times 2 \times 1.5 \text{ m}^3$ สำหรับ thermal oil loop ดังรูปที่ 3.16 เพื่อเพียงพอกับการจัดวางอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายใน

3.3.2 การวางตำแหน่งอุปกรณ์ต่าง ๆ และการเดินท่อ

จากหลักคิดในหัวข้อที่ 2.5.8 จากการทำปรีทศน์วรรณกรรมจะได้รับการจัดเรียงอุปกรณ์ดังรูปที่ 3.17



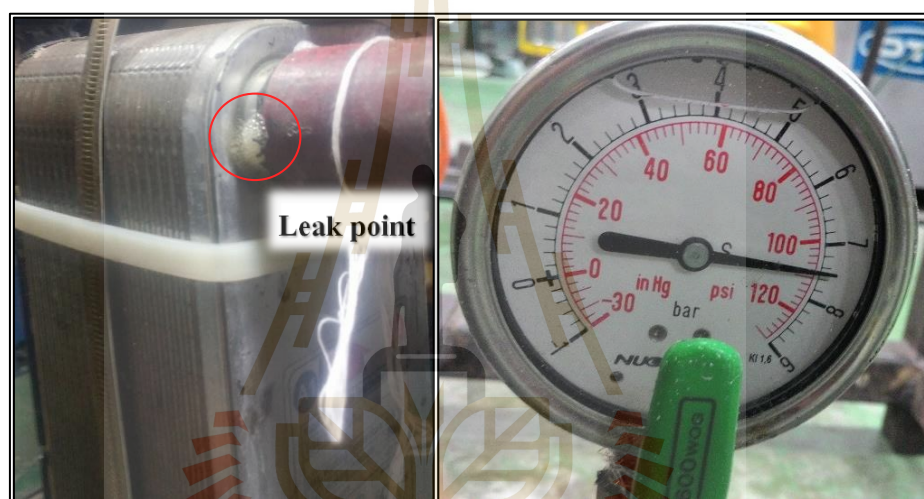
รูปที่ 3.17 การจัดวางอุปกรณ์ของ ORC loop และ thermal oil loop

ในส่วน ORC loop ตั้งใจจะติดตั้ง expander ไว้ตำแหน่งบนสุดของชุดทดลอง ตามด้วย evaporator, recuperator, receiver และวาง ORC pump ไว้ในตำแหน่งล่างสุด ต่อท่อต่าง ๆ ด้วยระบบเกลียว NPT ใส่วัสดุประสานเกลียวเป็นด้ายสายสัญญาณเคลือบทับด้วยน้ำยา Permatex pipe joint compound สำหรับ thermal oil loop ใช้ thermal oil มีจุดเดือดอยู่ที่ประมาณ 354°C ที่ความดันบรรยากาศ โดยมีกำลังในการสร้างความร้อน 20 kW และทำอุณหภูมิได้อย่างน้อย $100\text{-}150^{\circ}\text{C}$ โดยจะประกอบไปด้วย 3 อุปกรณ์หลัก ได้แก่ 1. oil pump เพื่อขับเคลื่อน thermal oil, 2. heater tank ซึ่งบรรจุ electric heater ไว้ภายใน และ 3. expansion tank ไว้ทำหน้าที่ให้ตัว thermal oil ขยายตัวเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น และการจัดวางอุปกรณ์จะมีลักษณะรูปที่ 3.17 สำหรับการต่อท่อจะใช้ระบบเกลียว NPT และใส่วัสดุประสานเกลียวเช่นเดียวกับชุด ORC

3.3.3 การทดสอบการรั่ว

ในการทดสอบการรั่วจะเพื่อความมั่นใจว่าเมื่ออัดสารต่าง ๆ เข้าสู่ระบบ เช่น R245fa เข้าไปภายในสารจะไม่สามารถรั่วออกสู่บรรยากาศได้ง่าย เนื่องด้วยต้องควบคุมให้เงื่อนไข

ในการทดลองต่าง ๆ มีค่าคงที่ มีความคงเส้นคงวาของปริมาณสารทำงานในระบบโรงไฟฟ้า และเนื่องจากสารทำงานค่อนข้างแพงที่ราคา 450 บาท/kg (ใช้ทั้งหมด 20 kg) จึงทำการทดสอบการรั่วโดยอัดอากาศจากระบบลมอัดภายในอากาศเครื่องมือ 1 ด้วยแรงดัน 7.5 bar เทียบกับบรรยากาศ หลังจากนั้นทำการตรวจเช็คจุดรั่วโดยการฉีดน้ำสบู่ในยังตำแหน่งที่มีความเสี่ยงว่าจะรั่ว ตัวอย่างเช่นบริเวณข้อต่อเกลียว และรอยเชื่อม ซึ่งหากพบว่ามีสารรั่วจะปรากฏฟองดังรูปที่ 3.18 ซึ่งจะได้ทำการแก้ไขตามจุดที่พบจนไม่พบการรั่วใด ๆ และทำการอัดแรงดันค้างไว้ 1 วัน และกลับมาเช็คในวันถัดมาว่ามีแรงดันตกหรือไม่ เมื่อมั่นใจว่าไม่มีการรั่วแล้วจึงทำการอัดสารทำงาน R245fa เข้าไปในโรงไฟฟ้าจำนวน 20 kg และน้ำมันหล่อลื่น SP-10 1 kg หรือประมาณ 5% โดยมวลสารทำงาน



รูปที่ 3.18 การทดสอบการรั่วโดยการอัดอากาศในระบบท่อ

3.3.4 การสอบเทียบเครื่องมือวัด

เครื่องมือวัดในชุดโรงไฟฟ้า ORC มีไว้เพื่อวัดคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำงาน และวัดในส่วนของการดำเนินงานกล กำลังไฟฟ้า และค่าอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง ซึ่งจะประกอบด้วยรายชื่ออุปกรณ์ดังนี้ ซึ่งจะกล่าวถึงการสอบเทียบแยกเป็นเครื่องมือ ดังนี้

1. Thermocouple type T
2. R245fa Rotameter, Water Rotameter
3. Pressure gage
4. Data logger
5. Torque meter

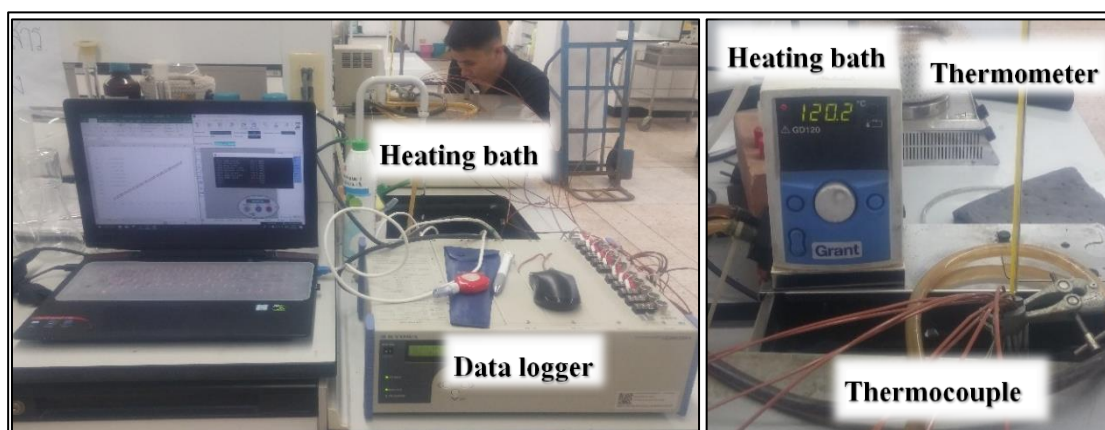
6. Tachometer
7. Clamp multimeter

ตารางที่ 3.6 คุณสมบัติของเครื่องมือวัด

Parameter	Description	Range, Accuracy
Thermocouple	Type T	-40-350 \pm 0.5 $^{\circ}$ C
Pressure gage	Bourdon tube	0-25 bar \pm 1% Read, \pm 0.1 bar
Flowmeter	Rotameter	0-52 L/h, \pm 4% Read, \pm 0.5 L/h
Torque meter	Strain gage	0-10 N-m, \pm 0.2% Full scale
Tachometer	Laser pointer	2-9999.9 rpm \pm 0.05%, \pm 0.1 rpm
Clamp meter	True RMS multimeter	DC Voltage: 0-600 A \pm 1.5% Read, \pm 5 digits DC Current: 0-600 V \pm 1% Read, \pm 5 digits DC Power: 0-100 kW \pm 1.5% Read, \pm 5 digits

โดยอุปกรณ์ที่จำเป็นต้องการสอบเทียบเช่น thermocouple, pressure gage และ torque meter จะได้ถูกสอบเทียบก่อนใช้งานทั้งสิ้น โดยรายละเอียดของเครื่องมือวัดจะระบุไว้ในตารางที่ 3.6 ส่วนอุปกรณ์อื่น ๆ ที่ไม่ได้สอบเทียบจะมีการรับประกัน หรือมี certification จากบริษัทต้นสังกัดมาเรียบร้อยแล้ว โดยอุปกรณ์ที่ได้สอบเทียบเองจะมีรายละเอียดการสอบเทียบดังต่อไปนี้

การสอบเทียบ thermocouple จะทำโดยสอบเทียบกับ thermometer ปรอท ที่มีย่านการใช้งาน 0-200 $^{\circ}$ C \pm 1.5% Read \pm 0.5 $^{\circ}$ C โดยจุ่มลงไปใต้น้ำมันร้อน (heating bath) ที่สามารถทำอุณหภูมิได้ 30-120 $^{\circ}$ C และทำการวัดอุณหภูมิที่ได้จาก thermocouple 10 ตัว และ thermometer ปรอท จาก 30-120 $^{\circ}$ C โดยทำการเก็บค่าทุก ๆ 5 $^{\circ}$ C ตลอดช่วง จากนั้นนำค่าที่ได้จาก thermocouple และ thermometer มาสร้าง calibration curve เพื่อนำไปความสัมพันธ์ที่ได้ ไปป้อนลง data logger เพื่อปรับแก้ค่าจากเครื่องมือวัดให้ถูกต้องต่อไป โดยรูปการสอบเทียบ thermocouple จะแสดงไว้ในรูปที่ 3.19



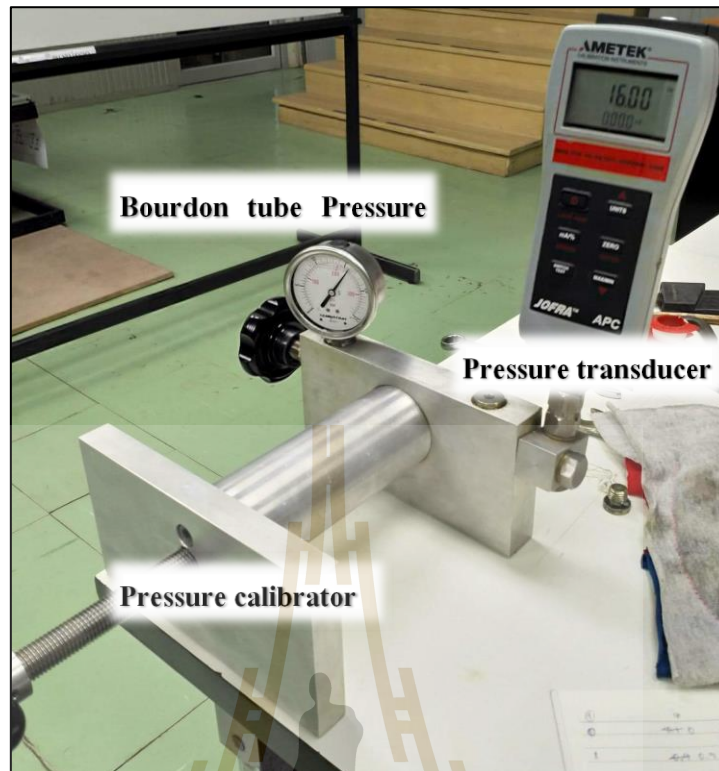
รูปที่ 3.19 การสอบเทียบ thermocouple

การสอบเทียบ bourdon tube pressure gage ที่ใช้ในการวิจัยทั้งหมด 4 ตัว จะทำการสอบเทียบ digital pressure transducer ที่มีความละเอียดสูงสุด 0.01 bar ความคลาดเคลื่อน $0.04\% \text{ read} \pm 0.05\% \text{ full scale}$ โดยปรับแรงดันเพิ่มทีละ 1 bar ไปเรื่อยๆ จนสุดพิสัยการทำงานของ pressure gage ที่ 0-25 bar โดยสอบเทียบทั้งแบบเพิ่มแรงดันและลดแรงดัน พบว่าในช่วงเริ่มต้น pressure gage มีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 25% แต่หลังจาก 2 bar เป็นต้นไปมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยมากอยู่ในช่วง 0-6% ดังแสดงในกราฟรูปที่ 3.21

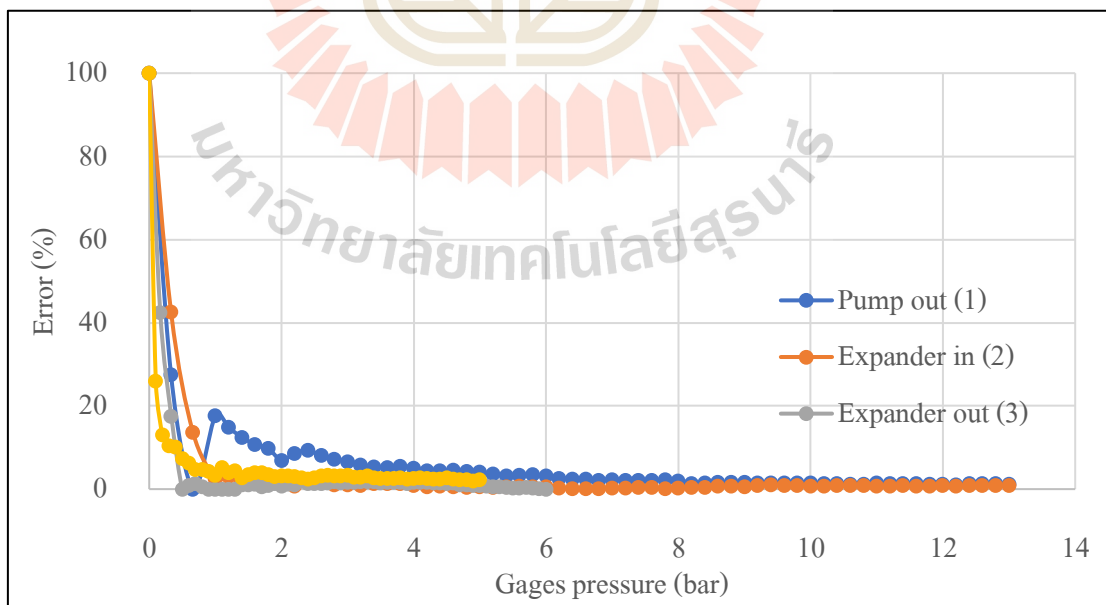
การสอบเทียบ torque meter ชนิด strain gage สำหรับวัดแรงบิดของ expander ทำโดยทดสอบแขนน้ำหนักมาตรฐานตลอดพิสัยการทำงานของเครื่อง จาก 0-10 N-m พบว่าค่าที่ได้มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยคูณตัวแปรปรับแก้ (calibration factor) ประมาณ 1.13% โดยรูป torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการสอบเทียบจะแสดงในรูปที่ 3.22

3.3.5 การหุ้มฉนวน

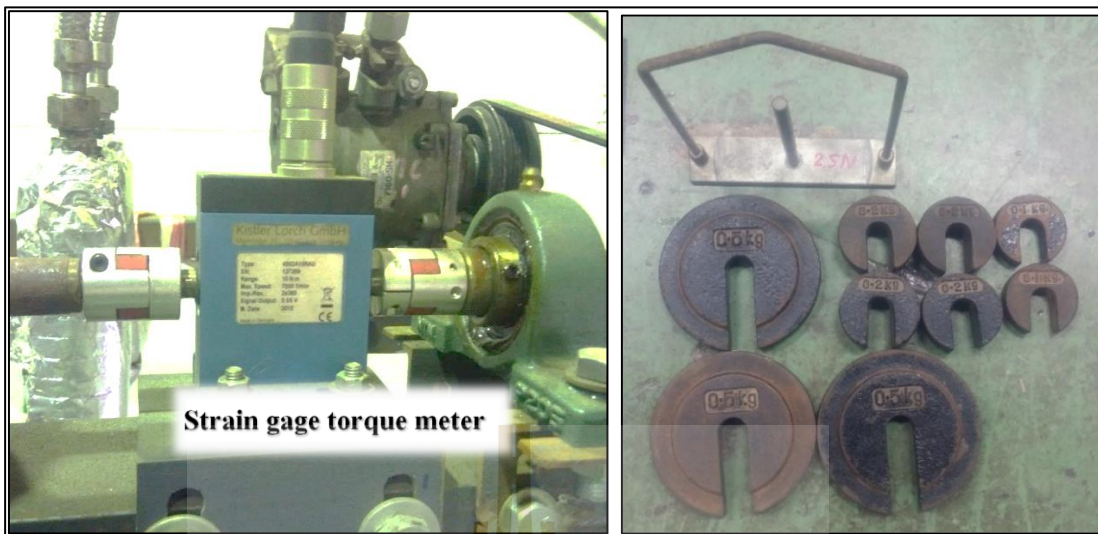
เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนของสารทำงาน รวมไปถึงตัว thermal oil สู้บรรยากาศ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าต่ำลง ต้องมีการหุ้มฉนวนระบบ โดยหุ้มฉนวนที่บริเวณที่อุณหภูมิสูง และไม่ต้องการให้เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่บรรยากาศ โดยใช้ฉนวนไฟเบอร์กลาส หนา 1 นิ้ว หุ้มตลอดบริเวณดังกล่าว ทั้งในส่วนท่อ วาล์ว อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แต่จะละในส่วนของ pump และ expander เนื่องจากมี O-ring seal บางตัวที่อยู่ภายในไม่สามารถทนความร้อนสูง ช่วยระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ โดยท่อที่ทำการหุ้มฉนวนจะมีลักษณะตามรูปที่ 3.23



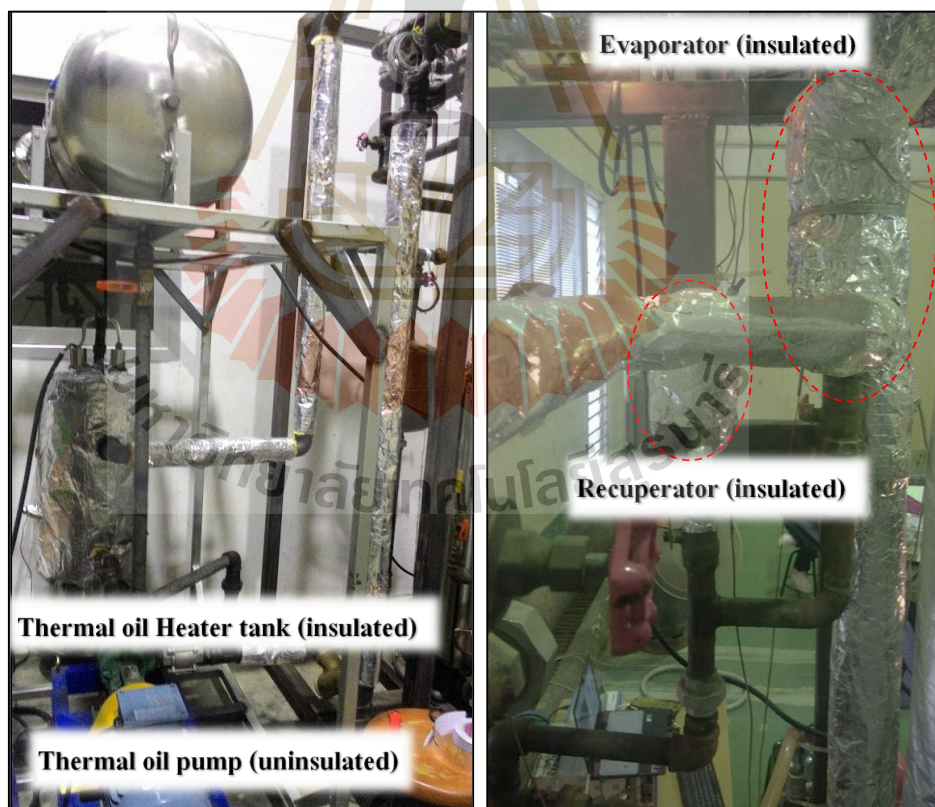
รูปที่ 3.20 การสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage



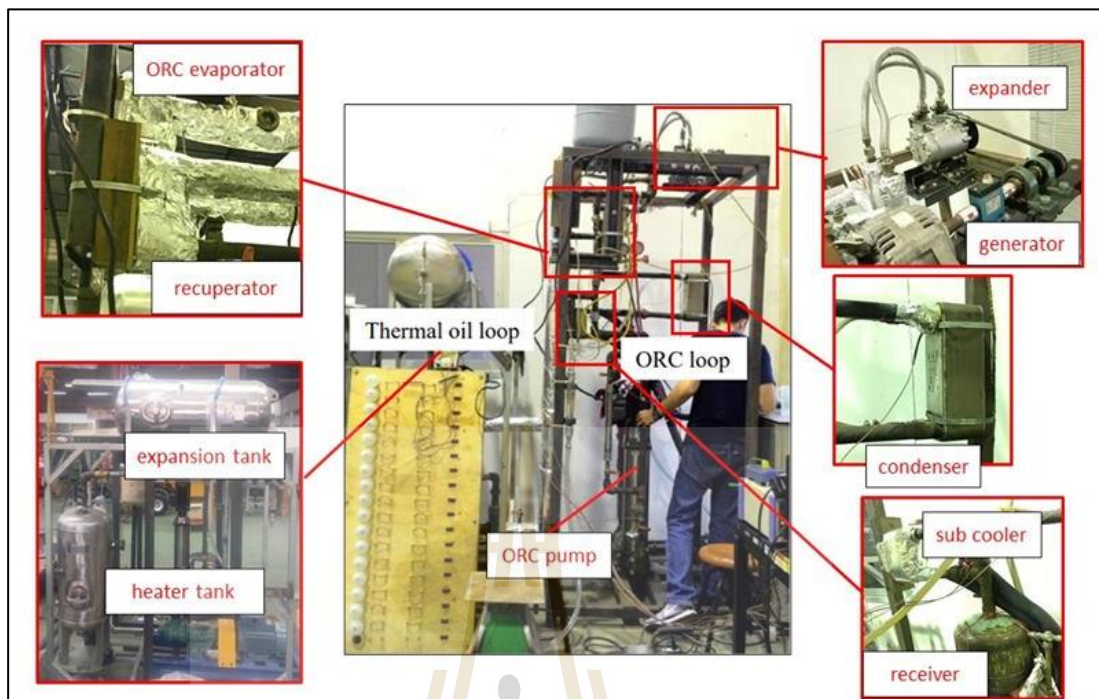
รูปที่ 3.21 ผลการสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage กับ digital pressure transducer



รูปที่ 3.22 ลักษณะภายนอกของ torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 3.23 การหุ้มฉนวนไฟเบอร์กลาสบนระบบท่อ และอุปกรณ์ที่จำเป็น



รูปที่ 3.24 ชุด Thermal oil และ ORC loop ที่ติดตั้งอยู่ที่อาคารเครื่องมือ 5

3.4 สถานที่การศึกษาวิจัย

โรงไฟฟ้าและชุดแหล่งความร้อนจำลอง ถูกสร้างขึ้นที่ห้องเครื่องมือกล อาคารเครื่องมือ 1 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จ.นครราชสีมา โดยใช้เครื่องมือดังต่อไปนี้ 1. เครื่องเชื่อม SMAW, TIG และ Spot 2. เครื่องตัดเหล็กแบบเลื่อยสายพาน 3. เครื่องกลึง 3 แกน 4. สว่านแท่น 5. เครื่องตัดและพับเหล็กแผ่น และอุปกรณ์อื่น ๆ โดยพื้นที่ภายในอาคารเครื่องมือ 1 จะเป็นดังรูปที่ 3.25 หลังจากประกอบชุดโรงไฟฟ้าเสร็จจึงย้ายมาทำการทดลองเก็บรวบรวมข้อมูลและศึกษาวิจัย และใช้สาธารณูปโภคที่ห้อง Thermodynamics F5110 อาคารเครื่องมือ 5 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จ.นครราชสีมา โดยชุดทดสอบที่พร้อมทำการทดลองจะมีลักษณะดังรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.25 พื้นที่ภายในอาคารเครื่องมือ 1

3.5 วิธีการทดลอง

หลังจากติดตั้งชุดทดสอบโรงไฟฟ้า ORC ที่อาคารเครื่องมือ 1 เสร็จ จึงได้ทำการทดลองเก็บรวบรวมข้อมูลและศึกษาวิจัย โดยในการศึกษานี้ จะศึกษาอิทธิพลของ 4 ตัวแปร ได้แก่ 1. อุณหภูมิแหล่งความร้อนขาเข้า ความถี่ในการป้อนกระแสของ pump, 2. ขนาดของ expander 3. อิทธิพลของการติดตั้ง check valve และ 4. อิทธิพลของระบบทิ้งความร้อน ซึ่งได้สรุปข้อมูลไว้ในตารางที่ 3.4 แต่ละการทดลองจะทำการบันทึกผลโดยตั้งค่าโรงไฟฟ้าตามที่กำหนด โดยมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

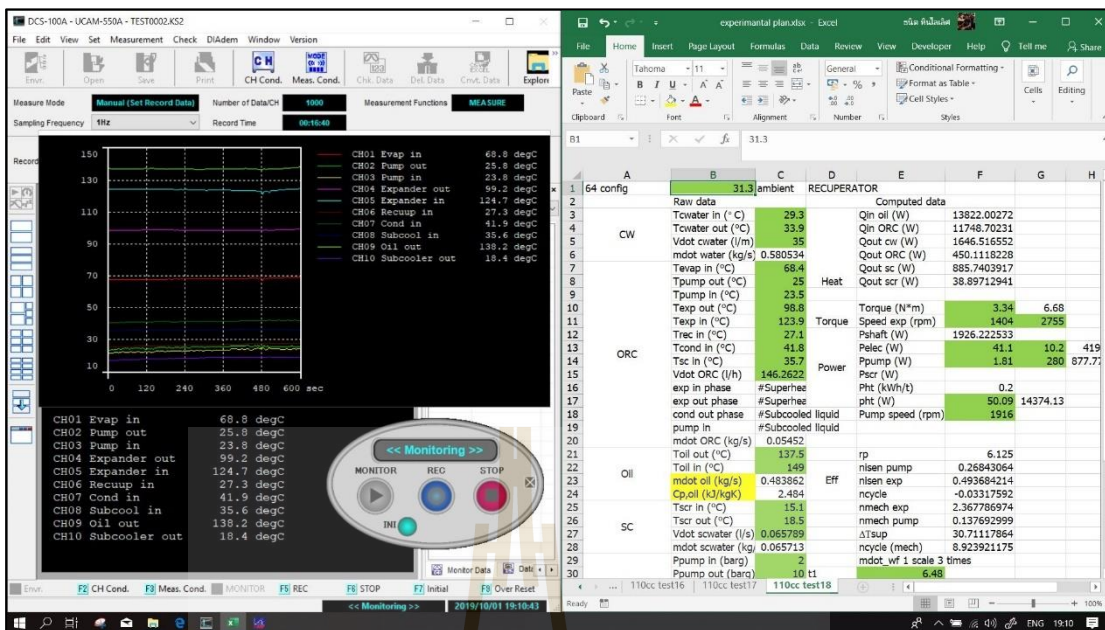
1. ตั้งอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ตัวควบคุม heater บริเวณ thermal oil loop (ดังแสดงในรูปที่ 3.18) เป็น 100°C แล้วเปิด thermal oil pump รอให้อุณหภูมิได้ที่ประมาณ 10 นาที
2. เปิด cooling bath เพื่อผลิตน้ำเย็นที่จะส่งไปที่ subcooler ซึ่งมีหน้าที่ทำให้สารทำงานมีสถานะเป็น subcooled liquid ก่อนเข้า ORC pump

3. เปิด bypass valve เพื่อเปลี่ยนเส้นทางการทำงานของสารทำงานให้ไหลจาก evaporator ไปยัง condenser โดยไม่ผ่าน expander เนื่องจากเมื่อเริ่มเปิดเครื่องในช่วงแรก สถานะของสารทำงานจะเป็นของเหลว หากไหลผ่าน expander จะทำให้เกิดความเสียหาย
4. เปิด ORC pump หมุน ball valve ไปที่ตำแหน่ง 30 องศา ตั้งความถี่ไฟฟ้าให้มีค่าประมาณ 30 Hz แล้วสังเกตลูกลอยใน rotameter ที่ใช้วัดอัตราการไหลของสารทำงาน ในช่วงต้นลูกลอยจะสั่นมากเนื่องจากสถานะของสารทำงานยังไม่คงตัว และมีฟองไอไหลปะปน เมื่อลูกลอยเริ่มนิ่ง จึงเพิ่มความถี่เป็นค่าที่ต้องการใช้งาน เช่นที่ 40 Hz
5. เปิด valve น้ำประปาซึ่งทำหน้าที่เป็นน้ำหล่อเย็นของโรงไฟฟ้าที่ condenser
6. สังเกตสถานะของสารทำงานที่ sight glass ก่อนเข้า expander รอจนกระทั่งสารทำงานกลายเป็นไอ (เมื่อมองผ่าน sight glass จะไม่เห็นของเหลว) โดยมีการเช็คด้วยโปรแกรมซ้ำโดยนำอุณหภูมิและความดันของสารทำงานที่ตำแหน่งก่อนเข้า expander ไปตรวจสอบค่าสถานะของสารทำงานจากโปรแกรม NIST REFPROP
7. ปิด bypass valve ให้สารทำงานที่เดือดได้ที่ไหลจาก evaporator ผ่าน expander จากนั้นเปิด ball valve ที่ควบคุมอัตราการไหลของสารทำงานจากเดิม 30 องศาให้เปิดสุด
8. เปิดโหลดไฟขนาด 60 W จำนวน 1 โหลด ซึ่งทำหน้าที่เป็นโหลดทางไฟฟ้า (ดังแสดงในรูปที่ 3.24) แล้วทำการเปิดโหลดไฟให้มากขึ้นทีละโหลดเพื่อหาภาระโหลดสูงสุดที่ generator รับผิดชอบซึ่งจะทำให้ได้กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด โดยในขณะที่เปิดให้สังเกตการทำงานของ generator ว่าสามารถผลิตไฟฟ้าได้อยู่หรือไม่ โดยดูจากแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมโหลดให้สูงกว่า 10 V หรือความเร็วรอบประมาณ 800-1000 rpm ซึ่งเป็นค่าที่ generator เริ่มสร้างกระแสเพื่อเลี้ยง field coil ให้สร้างสนามแม่เหล็กด้วยตัวเองได้ซึ่งโดยปกติ ที่ความถี่ 40, 45 และ 50 Hz จะได้จำนวนโหลดโหลดไฟที่เปิดได้สูงสุดที่ 5, 7 และ 9 โหลดตามลำดับ
9. รอให้สภาวะโรงไฟฟ้าเข้าสู่ steady-state โดยดูจากอุณหภูมิในโรงไฟฟ้าทั้งหมด 8 ตำแหน่งที่คอมพิวเตอร์ เมื่อค่าอุณหภูมิดังกล่าวคงที่ประมาณ 10 นาที จึงค่อยทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ แรงดัน อัตราการไหล และค่าอื่น ๆ ดังตัวอย่างในรูปที่ 3.26
10. หลังจากบันทึกผลเสร็จ ทำการเพิ่มความถี่ของ pump เป็น 45 Hz จากนั้นทำตามขั้นตอนที่ 1 ถึง 8 ซ้ำ และปรับเปลี่ยนความถี่ให้ครบตามเงื่อนไขในตารางที่ 3.6
11. หลังจากทำการปรับความถี่ pump ในขั้นตอนที่ 9 ครบจะทำการเปลี่ยนอุณหภูมิของ thermal oil โดยไปตั้งค่า heater ให้ได้อุณหภูมิ 130°C จากนั้นทำตามขั้นตอนที่ 1 ถึง 9 ซ้ำ และปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนให้ครบดังเงื่อนไขในตารางที่ 3.6
12. เมื่อปรับค่าความถี่และอุณหภูมิครบทั้ง 9 การทดลอง จะทำการเปลี่ยน expander ที่ใช้ทดสอบจาก 85.7 cc/rev เป็นขนาด 110 cc/rev และทำซ้ำในขั้นตอนที่ 1 ถึง 10

13. ทำการติดตั้ง check valve ในลักษณะต่าง ๆ ตามตารางที่ 3.6 และทำซ้ำในขั้นตอนที่ 1 ถึง 10
14. ทำการเปลี่ยนระบบทิ้งความร้อนจากน้ำประปาเป็นระบบ cooling tower และ cooling tower + IEC และทำซ้ำในขั้นตอนที่ 1 ถึง 10
15. โดยหลังจากทดลองเสร็จจะต้องทำการ cool down โรงไฟฟ้าโดยทำการปิด heater และระบายความร้อนออกจาก thermal oil ให้มีค่าต่ำกว่า 100°C จึงค่อยปิดเครื่อง

ตารางที่ 3.7 ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

	Parameters	Quantities
Independent variables	Pump frequency (Hz)	40, 45, 50
	Thermal oil input temperature ($^{\circ}\text{C}$)	100, 130, 150
	Scroll expander swept volume (cc/rev)	85.7, 110
	Check valve addition	w/o, before expander, after expander
	Cooling system	Tap water, Cooling tower, Cooling tower + IEC
Dependent variables	Expander torque (N-m)	6-10
	Pump speed (rpm)	1,400-2,000
	Working fluid mass flowrate (Lpm)	50-180
	Shaft power output (W)	500-1,900
	Power plant heat input (W)	6,000-15,000
Control variables	Thermal oil flowrate (Lpm)	35
	Cooling water flowrate (Lpm)	37.5



รูปที่ 3.26 ตัวอย่างการเก็บบันทึกผลการทดลอง

3.6 ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ

สำหรับตัวแปรที่ใช้ในการบ่งชี้สมรรถนะทั้งของโรงไฟฟ้า expander รวมไปถึงสมรรถนะด้านอื่น ๆ จะได้มีการนิยามไว้เป็นสมการดังต่อไปนี้ สมการที่ใช้ในการหาพลังงานกลนั้นหาได้จากสมการที่ 3.1

$$P_{\text{shaft}} = \frac{2\pi \times N_{\text{gen}} \times \tau_{\text{gen}}}{60} \tag{3.1}$$

- โดยที่
- P_{shaft} คือ กำลังงานกลที่ expander สร้างได้ (W)
 - N_{gen} คือ ความเร็วรอบการหมุนของ generator ที่ต่อพ่วงกับ expander (rpm)
 - τ_{gen} คือ ทอร์กของเพลาชัก generator (N-m)

สมการที่ใช้หาประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าหาได้จากสมการที่ 3.2

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{P_{\text{shaft}} - P_{\text{pump}}}{\dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{evap,out}} - h_{\text{evap,in}})} \times 100 \tag{3.2}$$

โดยที่	η_{cycle}	คือ ประสิทธิภาพรวมของระบบ (%)
	P_{pump}	คือ กำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้ (W)
	\dot{m}_{wf}	คือ อัตราการไหลของ working fluid (kg/s)
	$h_{\text{evap,out}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก evaporator (kJ/kg)
	$h_{\text{evap,in}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า evaporator (kJ/kg)

สมการที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของ expander คือสมการประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ดังสมการที่ 3.3

$$\eta_{\text{isen,exp}} = \frac{h_{\text{exp,in}} - h_{\text{exp,out}}}{h_{\text{exp,in}} - h_{\text{s,exp,out}}} \times 100 \quad (3.3)$$

โดยที่	$\eta_{\text{isen,exp}}$	คือ ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander (%)
	$h_{\text{exp,in}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า expander (kJ/kg)
	$h_{\text{exp,out}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander (kJ/kg)
	$h_{\text{s,exp,out}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic expansion (kJ/kg)

สมการที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของอุปกรณ์ pump คือสมการประสิทธิภาพ isentropic ของ pump ดังสมการที่ 3.4

$$\eta_{\text{isen,pump}} = \frac{h_{\text{s,pump,out}} - h_{\text{pump,in}}}{h_{\text{pump,out}} - h_{\text{pump,in}}} \times 100 \quad (3.4)$$

โดยที่	$\eta_{\text{isen,pump}}$	คือ ประสิทธิภาพ isentropic ของ pump (%)
	$h_{\text{s,pump,out}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic compression (kJ/kg)
	$h_{\text{pump,out}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump (kJ/kg)
	$h_{\text{pump,in}}$	คือ enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า pump (kJ/kg)

สำหรับสมการที่ใช้ในการคำนวณกำลังงานสุทธิจากโรงไฟฟ้าเมื่อหักกำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้แล้วจะมีวิธีการคำนวณดังสมการที่ 3.5

$$P_{net} = P_{shaft} - P_{pump} \quad (3.5)$$

โดยที่ P_{net} คือ กำลังงานสุทธิที่ได้จากโรงไฟฟ้า (W)

P_{shaft} คือ กำลังงานกลที่ expander สร้างได้ (W)

P_{pump} คือ กำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้ (W)

สมการที่ใช้ในการคำนวณความร้อนทิ้งของโรงไฟฟ้าผ่านอุปกรณ์ condenser สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.6

$$Q_{out} = \dot{m}_{wf} (h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (3.6)$$

โดยที่ Q_{out} คือ ความร้อนทิ้งของโรงไฟฟ้าผ่านอุปกรณ์ condenser (W)

\dot{m}_{wf} คือ อัตราการไหลของ working fluid (kg/s)

$h_{cond,in}$ คือ enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า condenser (W)

$h_{cond,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก condenser (W)

สำหรับการคำนวณความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าผ่าน evaporator จะใช้สมการที่ 3.7 ในการคำนวณ

$$Q_{in} = \dot{m}_{wf} (h_{evap,out} - h_{evap,in}) \quad (3.7)$$

โดยที่ Q_{in} คือ ความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าผ่าน evaporator (W)

$h_{evap,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก evaporator (W)

$h_{evap,in}$ คือ enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า evaporator (W)

ตัวแปรที่สามารถใช้พิจารณาการใช้งาน expander ที่เหมาะสมได้คือ pressure ratio ที่ตกรวม expander ซึ่งส่งผลอย่างมากต่อสมรรถนะ expander สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.8

$$r_p = \frac{P_{\text{exp,in}}}{P_{\text{exp,out}}} \quad (3.8)$$

โดยที่ r_p คือ pressure ratio ที่ตกรวม expander
 $P_{\text{exp,in}}$ คือ แรงดันของสารทำงานในฝั่ง expander inlet (Pa)
 $P_{\text{exp,out}}$ คือ แรงดันของสารทำงานในฝั่ง expander outlet (Pa)



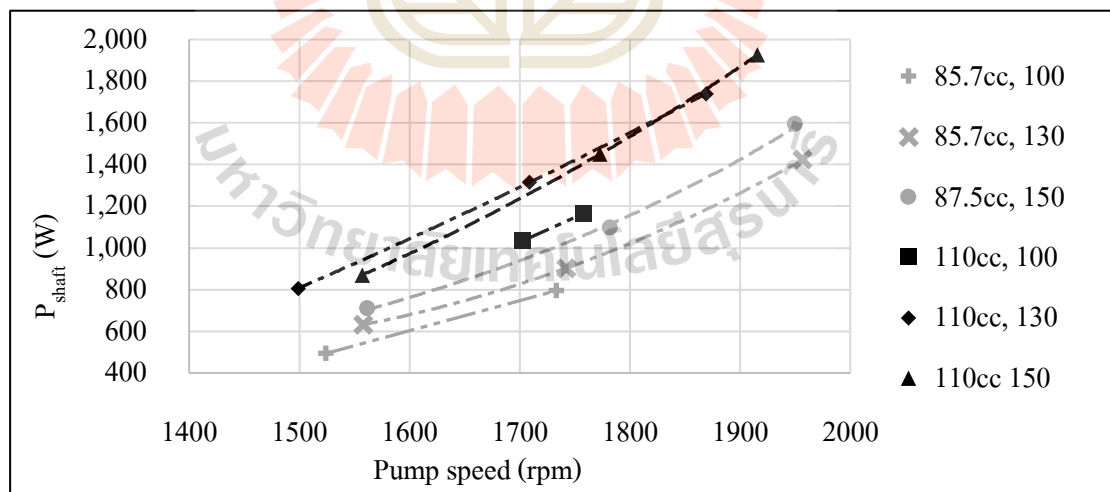
บทที่ 4

ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผล

หลังจากการศึกษาอิทธิพลของ 4 ตัวแปร ได้แก่ 1. อุณหภูมิแหล่งความร้อนขาเข้า 2. ความเร็วรอบ pump, 3. ขนาดของ expander 4. อิทธิพลของการติดตั้ง check valve และ 5. อิทธิพลของระบบทิ้งความร้อน ในส่วนต่อไปจะได้ทำการนำเสนอผลการทดลอง และวิเคราะห์ผลแยกเป็นหัวข้อดังนี้

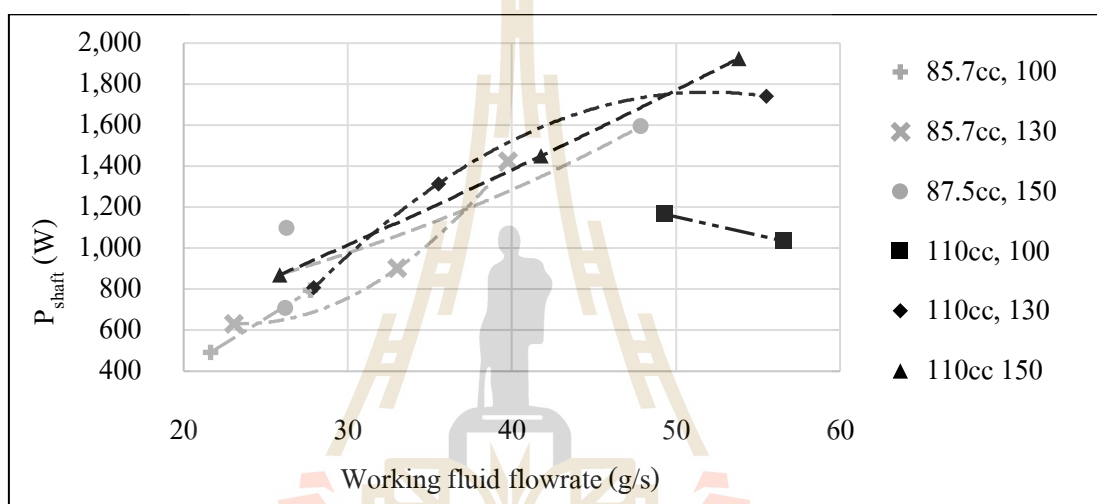
4.1 อิทธิพลของ expander swept volume

ในส่วนนี้จะศึกษาอิทธิพลของ scroll expander 2 ตัว จากรถยนต์ Honda civic ปี 2000 และ Honda CR-V ปี 2003 ซึ่งมีหลักการทำงานเหมือนกันทุกประการ เพียงแต่ว่ามีขนาดปริมาตรกวาดต่อรอบ (swept volume) ต่างกันที่ 85.7 cc/rev และ 110 cc/rev ตามลำดับ โดยปรับเปลี่ยนอุณหภูมิแหล่งความร้อนเป็น 100, 130, 150°C และความถี่กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้ pump ซึ่งทำให้ความเร็วรอบเปลี่ยนไป 3 ช่วง ได้แก่ 40, 45, 50 Hz จะได้ความเร็วรอบ 1500, 1700, 1900 rpm ซึ่งจะได้ผลดังนี้



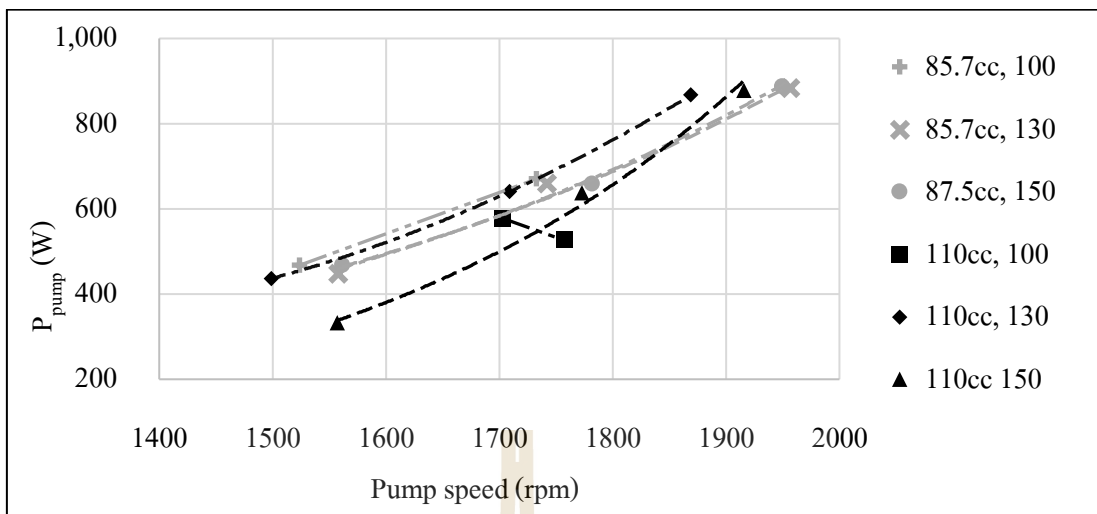
รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมกับและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.1 พบว่าเมื่อความเร็วรอบ pump มากขึ้นทำให้กำลังงานกลที่ expander สร้างได้เพิ่มขึ้นด้วย และพบว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเมื่อมีค่าสูงขึ้น ทำให้กำลังงานกลรวมที่ได้สูงขึ้น เช่นเดียวกัน โดยที่ 150°C จะได้พลังงานกลสูงสุด รองลงมาคือที่อุณหภูมิ 130°C และ 100°C ตามลำดับ และเมื่อมาดูที่อิทธิพลของขนาด expander พบว่า ขนาด 110 cc/rev จะให้กำลังงานสุทธิมากกว่าขนาด 85.7 cc/rev ประมาณ 30% ที่เงื่อนไขเดียวกัน โดยสรุปคือกำลังงานกลรวมแปรผันตรงตามความเร็วรอบ pump และอุณหภูมิแหล่งความร้อน และ expander ขนาดใหญ่ได้กำลังงานกลมากกว่าตัวเล็ก



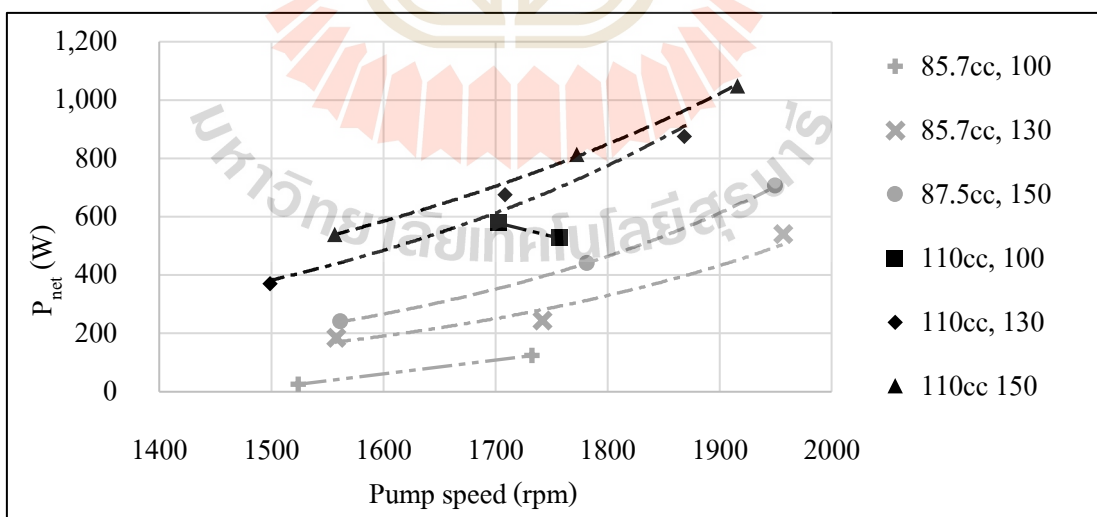
รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมและอัตราการไหลของสารทำงาน

จากรูปที่ 4.2 เมื่อกำลังงานกลรวมมาพลีอตร่วมกับอัตราการไหลพบว่าโดยภาพรวมอัตราการไหลของสารทำงานมักส่งผลให้กำลังงานกลที่ได้สูงขึ้น อย่างไรก็ตามในบางกรณี เช่นที่ 110 cc/rev, 100°C มีแนวโน้มที่ต่างออกไป สาเหตุเนื่องจากอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ต่ำและอัตราการไหลของสารทำงานที่สูงเกินไป ทำให้สารทำงานแลกเปลี่ยนความร้อนที่ evaporator ได้ระยะเวลาสั้นลง และเปลี่ยนเฟสเป็น saturated vapor ไม่ทันและอยู่ในสถานะ mixture เมื่อเข้าไปขยายตัวใน expander จะขยายตัวได้ไม่เต็มที่และได้กำลังงานกลน้อย และเมื่อมาดูที่ขนาด expander พบว่า ขนาด 110 cc/rev ได้อัตราการไหลที่สูงกว่าตัวเล็กที่เงื่อนไขการทำงานเดียวกันประมาณ 10 g/s เนื่องด้วยขนาดตัวเรือน ขนาดเส้นทวงว้งของภายในของ expander ที่ใหญ่กว่าทำให้สารทำงานสามารถไหลผ่าน expander ตัวใหญ่ได้สะดวกกว่า



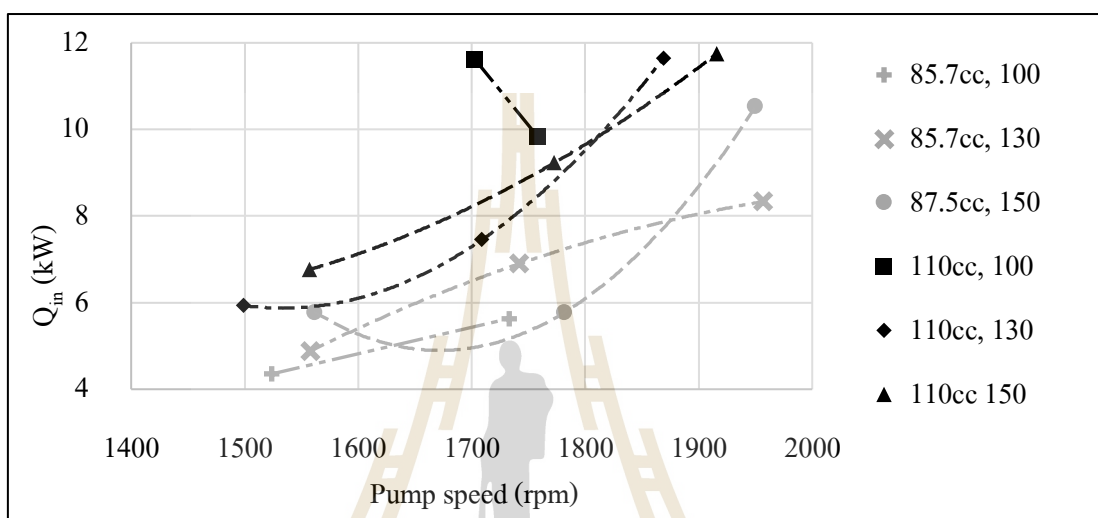
รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ของกำลังงานไฟฟ้าที่ pump ใช้และความเร็วรอบของ pump

เมื่อพิจารณาที่รูป 4.3 เมื่อเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้ พบว่าในแต่ละเงื่อนไขใช้กำลังงานที่ใกล้เคียงกัน เมื่อเปรียบเทียบระหว่าง expander ทั้ง 2 ขนาดพบว่า expander ขนาดใหญ่ใช้กำลังงานที่ pump น้อยกว่าตัวเล็กประมาณ 0-60 W เนื่องด้วยขนาดของตัวเรือนและเส้นทางการไหลต่าง ๆ ภายใน expander ตัวเล็กมีการขวางการไหลที่มากกว่าจึงเป็นภาระที่มากขึ้นของ pump



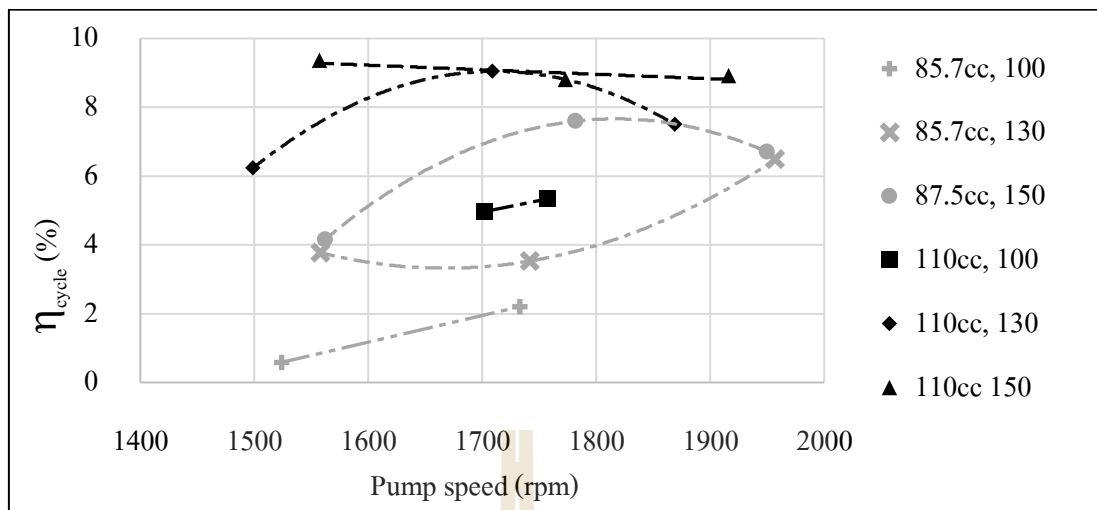
รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ของพลังงานกลสุทธิและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.4 กำลังงานสุทธิที่คำนวณจากสมการ 3.5 ทำให้กำลังงานสุทธิที่เกิดจากการนำกำลังงานกลรวมลบกับกำลังที่ pump ใช้ ทำให้แนวโน้มที่ออกมาเหมือนกับรูปที่ 4.1 และพบว่า expander ขนาด 110 cc/rev จะให้กำลังงานสุทธิมากกว่าขนาด 85.7 cc/rev ในช่วงประมาณ 300-500 W เนื่องด้วยกำลังกลรวมที่ expander ตัวใหญ่ให้กำลังงานกลสุทธิที่สูงกว่า และในขณะเดียวกันก็ใช้กำลังไฟฟ้าที่ pump น้อยกว่าด้วยเสริมกันนั่นเอง



รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ของความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump

เมื่อพิจารณาที่รูป 4.5 พบว่าความร้อนที่เข้าสู่ระบบโรงไฟฟ้าสูงขึ้นความความเร็วรอบ pump ซึ่งเกิดจากอัตราการไหลที่มากขึ้นจากความเร็วรอบ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง expander พบว่าความร้อนที่ expander ตัวใหญ่แลกเปลี่ยนได้มากกว่าตัวเล็กเนื่องด้วยอัตราการไหลของสารทำงานที่สูงกว่าสืบเนื่องมาจากรูปที่ 4.2 ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้มากกว่าเช่นกัน



รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump

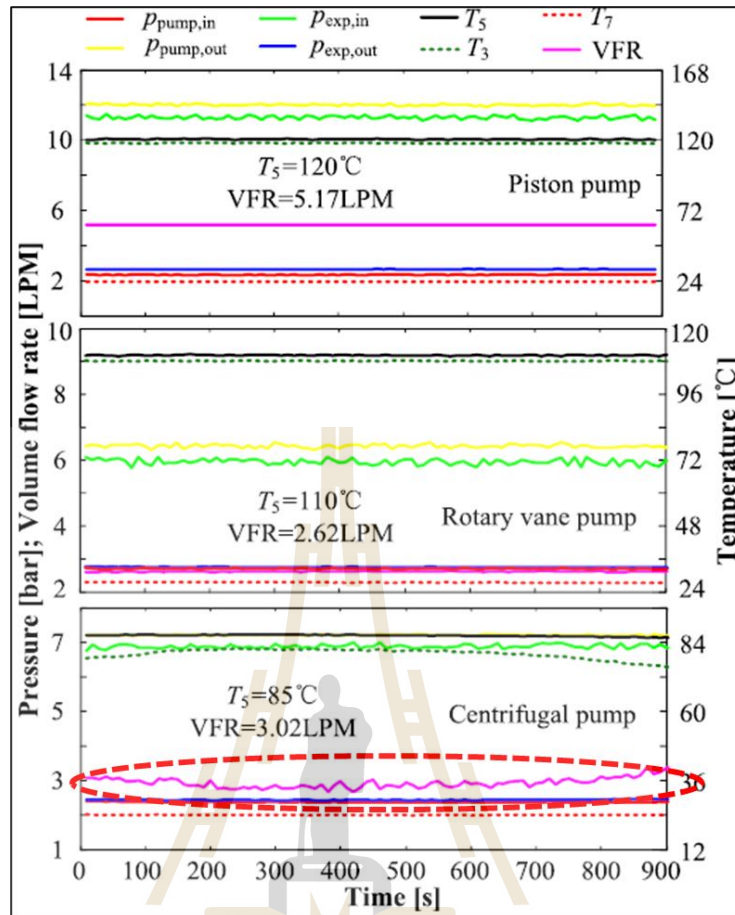
จากรูปที่ 4.6 พบว่าเมื่อประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า แปรผันตามกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน โดยเมื่อเปรียบเทียบ expander ทั้ง 2 ตัว พบว่าขนาด 110 cc/rev ทำได้ดีกว่า เงื่อนไขที่ทำให้มีประสิทธิภาพสูงสุดคือ expander ขนาด 110 cc/rev อุณหภูมิแหล่งความร้อน 150°C และความเร็วรอบประมาณ 1,550 rpm จุดที่น่าสังเกตคือที่ expander ขนาด 85.7 cc/rev 1,950 rpm นั้นประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นไม่มาก เป็นเพราะสารทำงานเดือดเป็นไอไม่ทัน เนื่องจากที่ความถี่สูงจะทำให้อัตราการไหลของสารทำงานจะมาก ทำให้สารทำงานแลกเปลี่ยนความร้อนที่ evaporator ได้ระยะเวลาสั้นลง และเปลี่ยนเฟสเป็น saturated vapor ไม่ทันและอยู่ในสถานะ mixture เมื่อเข้าไปขยายตัวใน expander จะทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง

อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าจากงานวิจัยนี้เทียบกับงานวิจัยที่รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.3 ได้ค่าอยู่ในช่วง 1-8.1% และพบว่าโรงไฟฟ้าจากงานวิจัยนี้ทำค่าประสิทธิภาพได้ค่าที่ 0.5-9.2% ซึ่งมีขอบบนของค่าสูงกว่าเล็กน้อย โดยเหตุผลเกิดด้วยปัจจัยต่าง ๆ เช่น การออกแบบระบบท่อที่เลือกใช้ diameter ใหญ่กว่า (ใช้ท่อขนาด 1 นิ้วโดยเฉลี่ย) เมื่อเทียบกับงานของ Xi et al. (2019) พบว่าใช้ copper tube ขนาด ½ นิ้ว โดยขนาดท่อที่ใหญ่จะส่งผลต่อ pressure loss ในระบบที่น้อยลง และอีกปัจจัยคือการเติมน้ำมัน compressor เพิ่มเข้าไปในระบบ 5% ของมวลสารทำงาน ซึ่งช่วยหล่อลื่นให้ scroll expander เกิด friction น้อยลงทำให้ประสิทธิภาพดีขึ้นเล็กน้อย

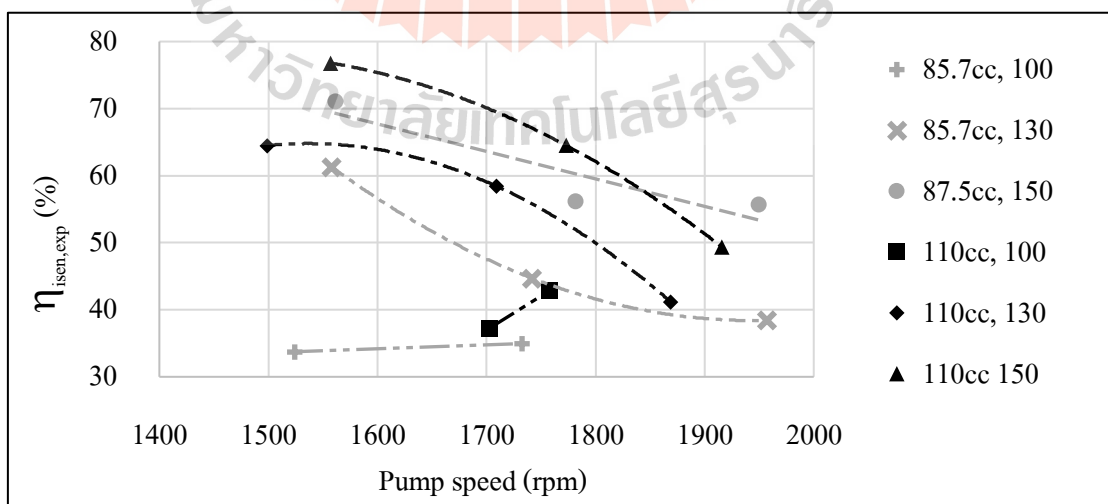
จากรูปที่ 4.6 เมื่อสังเกตแนวโน้มจะเห็นว่ามึลักษณะส้อม โดยเมื่อทำการทดลอง ผู้วิจัยพบว่าค่าอัตราการไหลของสารทำงานนั้นมีการแกว่งตัวระหว่างการทดสอบในช่วงประมาณ 5 L/h ซึ่งใน

งานของ Sun et al. (2019) ที่ใช้งาน pump ลักษณะเดียวกัน (multi-stage centrifugal pump) ก็พบปัญหาการแกว่งตัวของอัตราการไหลในช่วงเดียวกันประมาณ 0.2 Lpm หรือ 12 L/h ดังรูปที่ 4.7 โดยปัญหาเกิดจากตัว pump motor ที่ออกแบบมาเป็น fix speed แต่ได้ใช้อุปกรณ์ inverter เพื่อทำการปรับความถี่ในการป้อนกระแสเข้าสู่ pump motor โดยปัญหาคือเทคนิคในการปรับความถี่ของ inverter ทำให้แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนเข้าสู่ pump motor ไม่สม่ำเสมอเทียบกับเวลา ทำให้อัตราการไหลของสารทำงานมีค่าผันผวนตามแรงดันไฟฟ้าดังที่ได้แสดงในวงสีแดงในรูปที่ 4.7 โดยจากรูปเดียวกันจะเห็นว่าปัญหาการแกว่งของอัตราการไหลแทบไม่เกิดในกรณีของ piston pump ซึ่งใช้การปรับอัตราการไหลโดยปรับระยะ stroke แทนการปรับความเร็วรอบ pump motor ด้วย inverter

จากปัญหาดังกล่าว ทำให้ค่าที่บันทึกมาจากการอ่านค่าจาก rotameter และใช้ค่าจากการตวงและจับเวลาเฉลี่ยกัน เป็นค่าประมาณของสารทำงาน ณ ขณะนั้น ด้วยค่าอัตราการไหลที่แกว่งตัวนี้เองเมื่อนำไปคำนวณประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าตามสมการ 3.2 จะทำให้ค่าที่ได้มีความผิดพลาดเนื่องจากการประมาณป้อนอยู่ ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้แนวโน้มของประสิทธิภาพรวมที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่างๆ ไม่ไปในทิศทางเดียวกัน ไม่เหมือนกับแนวโน้มบ่งชี้สมรรถนะอื่นๆ ที่มีแนวโน้มที่ค่อนข้างเหมือนกัน



รูปที่ 4.7 ค่าคุณสมบัติในสถานะคงตัวจาก pump ประเภทต่าง ๆ (Sun et al., 2019)

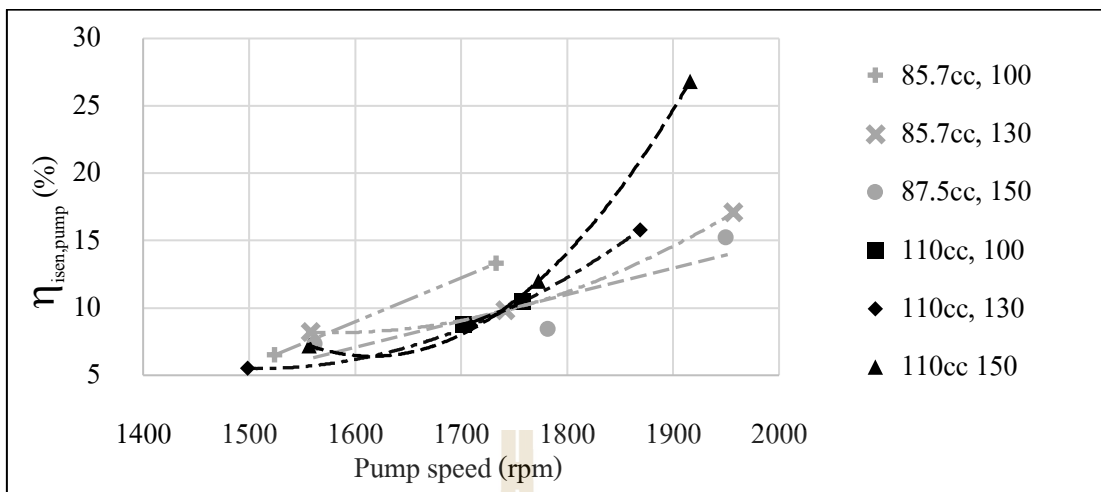


รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.8 พบว่าเมื่อความเร็วรอบที่มากขึ้นจะส่งผลให้ ประสิทธิภาพ isentropic นั้นลดลง โดยเงื่อนไขที่ส่งผลให้มีประสิทธิภาพ isentropic นั้นมีค่ามากที่สุดคือ expander ขนาด 110 cc/rev และมีอุณหภูมิของน้ำมันร้อนเท่ากับ 150°C ที่ความเร็วรอบ 1,550 rpm อันดับ 2 คือ expander ขนาด 85.7 cc/rev, 150°C ที่ความเร็วรอบ 1,560 rpm โดยในภาพรวมประสิทธิภาพจะลดลงตามอุณหภูมิแหล่งความร้อน เนื่องมาจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นทำให้อัตราการไหลของสารทำงานมากขึ้น ทำให้ระยะเวลาที่สารทำงานอยู่ใน evaporator สั้นและเปลี่ยนเฟสไม่ทัน เมื่อบวกปัจจัยของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ต่ำเข้าไปด้วยจึงส่งผลให้สารทำงานรับความร้อนไปได้น้อยลงและยังมี vapor quality ที่ต่ำลงไปอีก ส่งผลให้สถานะของสารทำงานก่อนเข้า expander เป็น low quality vapor mixture ซึ่งคุณสมบัติในการขยายตัวที่ expander ไม่ดีเท่าสถานะ saturated vapor จึงทำให้ประสิทธิภาพ isentropic มีค่าลดลง

จากช่วงประสิทธิภาพ isentropic พบว่าจากการปรับศัณักรณกรรมในตารางที่ 2.3 ค่าปกติของ expander ที่ดัดแปลงจากคอมเพรสเซอร์รถยนต์นั้นไม่สูงนัก อยู่ในช่วง 22-65% แต่ผลจากงานวิจัยนี้พบว่าได้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าค่าจากการสำรวจที่ 33-78% ซึ่งค่านี้อยู่ในย่านที่สูงเทียบเคียงกับประเภท Off-the-shelf expander ที่มีราคาสูงที่มีย่านประสิทธิภาพที่ 45-78% โดยสาเหตุอาจเกิดด้วยปัจจัยต่าง ๆ ได้แก่ การออกแบบระบบท่อที่เลือกใช้ diameter ที่ใหญ่กว่า ส่งผลต่อ pressure loss ในระบบที่น้อย และการเติมน้ำมัน compressor เข้าไปเพื่อช่วยหล่อลื่นให้กับผิวของ scroll expander ดังที่ได้กล่าวไป

ในการศึกษาประสิทธิภาพ isentropic ของงานวิจัยจำนวนมาก isentropic เป็นค่าที่คงที่ที่ 80% ตลอดช่วง parameters ที่ทำการศึกษา (He et al., 2012; Li et al., 2017; Radulovic et al., 2014) จากรูปที่ 4.8 จะเห็นว่าประสิทธิภาพของ isentropic เปลี่ยนแปลงตลอดอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเปลี่ยนแปลง parameters ที่ทำการทดสอบ เช่น expander ตัวใหญ่มีการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพถึง 37-77% ในความเร็วช่วง 1,499-1,916 rpm



รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ pump และความเร็วรอบ pump

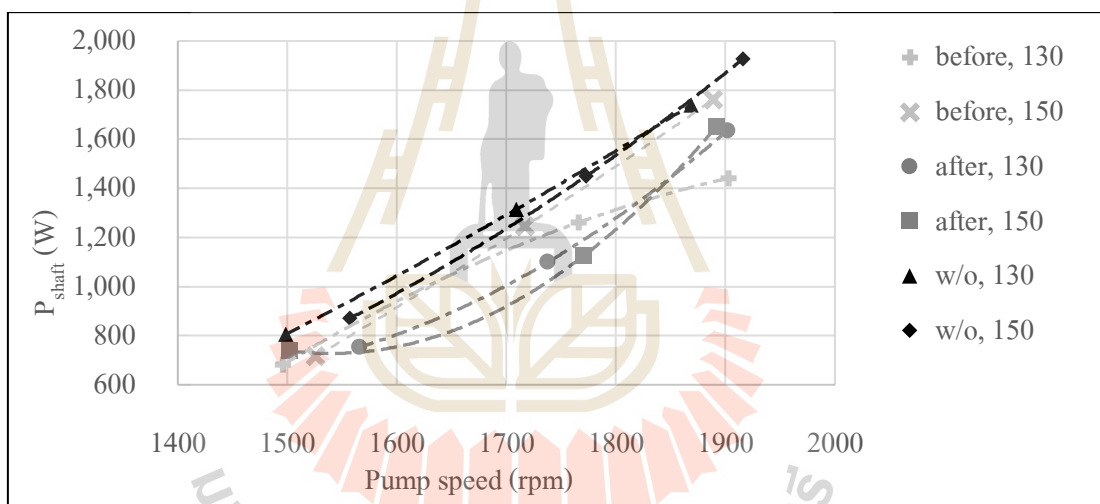
จากรูปที่ 4.9 พบว่า pump จะมีประสิทธิภาพสูงขึ้นเมื่อทำงานที่ความเร็วรอบสูงขึ้น และอุณหภูมิแหล่งความร้อนต่ำ สาเหตุเนื่องจาก pump ตัวนี้มีจุดออกแบบหรือ design head ที่ 175 m ตามรูปที่ 3.5 ก หรือประมาณ 17 bar และในช่วงแรงดันการทดสอบของงานวิจัยนี้อยู่ที่ 5-11 bar เมื่อความดันที่ใช้ทดสอบมีค่าเข้าใกล้ค่า design จึงทำให้ pump มีประสิทธิภาพสูงขึ้น ในส่วนของ อุณหภูมิยิ่งต่ำประสิทธิภาพยิ่งดี เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำงานจะส่งผลต่อค่าแรงดันไอของสารทำงาน โดยหากยิ่งอุณหภูมิสูงแรงดันไอยิ่งมาก ซึ่งส่งผลเสียต่อการทำงานของ pump โดยแรงดันไอที่สูงจะทำให้แรงดันบวกสุทธิฝั่งดูดของระบบก่อนเข้า pump (Net Positive Suction Head Available) มีค่าลดลงซึ่งทำให้เกิด cavitation ทำให้ประสิทธิภาพของ pump ลดลงอย่างมีนัยสำคัญ

จากเหตุผลที่กล่าวมา ทำให้จุดที่มีประสิทธิภาพ pump สูงสุดคือที่ตำแหน่ง 1,916 rpm 110 cc, 150°C โดยได้ประสิทธิภาพที่ 26.8% สาเหตุเนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวแรงดันในระบบโรงไฟฟ้าที่ pump สร้างมีค่าสูงถึง 11 bar ซึ่งใกล้เคียงค่าออกแบบมากที่สุดเมื่อเทียบกับชุดทดลองอื่น ๆ

เมื่อเปรียบเทียบผลการทดสอบ expander ทั้ง 2 ขนาดพบว่า expander ขนาด 110 cc/rev นั้นทำให้ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander อยู่ในช่วง 37-77% พลังงานกลสุทธิอยู่ในช่วง 370-1,048 W พลังงานกลที่ได้มีค่าสูงขึ้นประมาณ 300-500 W เมื่อเทียบกับขนาด 85.7 cc/rev ขณะที่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 6% เมื่อเทียบกับขนาด 85.7 cc/rev และประสิทธิภาพสูงสุดของโรงไฟฟ้าก็เกิดจาก expander ขนาด 110 cc/rev มีค่า 9.2% ด้วยสมรรถนะที่ดีกว่าทุกด้าน ในการศึกษาส่วนถัดไปจะทดสอบเฉพาะขนาด 110 cc/rev

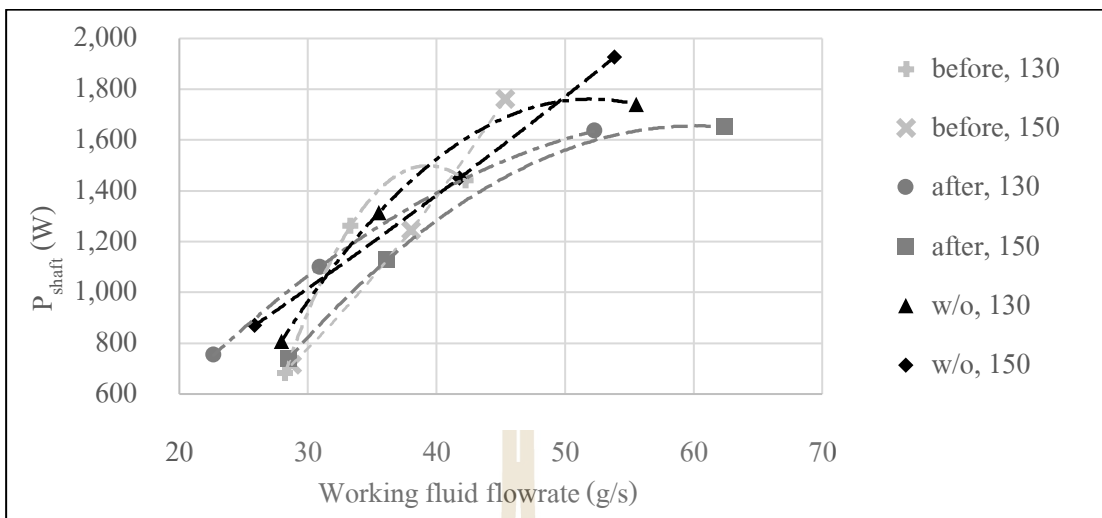
4.2 อิทธิพลของการติดตั้ง check valve

จากงานวิจัยของ Ginies et al. (2011) พบว่าการติดตั้ง check valve เข้าไปในคอมเพรสเซอร์ประเภท scroll จะช่วยทำให้ operating pressure ratio ใกล้เคียงกับ design pressure ratio มากขึ้น อีกทั้งยังช่วยลดภาระโหลดทางกลของ compressor ในตอนเริ่มทำงานได้ 20% เนื่องจาก check valve นี้ช่วยลดแรงดันกระชากในระบบ และเพิ่มความนุ่มนวลในการทำงานของ compressor ได้ แนวคิดดังกล่าวจึงได้ถูกนำมาต่อยอดในงานวิจัยนี้ โดยจะได้ทำการเพิ่ม check valve ดังรูปที่ 3.4 เข้าไปในส่วนก่อนเข้า และหลังออกจาก expander ขนาด 110 cc/rev เพื่อดูอิทธิพลของ check valve ว่าสามารถทำให้ expander ทำงานได้ดีขึ้นจริงหรือไม่ โดยจะทำการปรับตัวแปรต้นได้แก่ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนขาเข้าเป็น 130 และ 150 °C และความเร็ว pump เป็น 40, 45 และ 50 Hz ทำให้ได้ความเร็วรอบประมาณ 1500, 1700 และ 1900 rpm ตามลำดับ



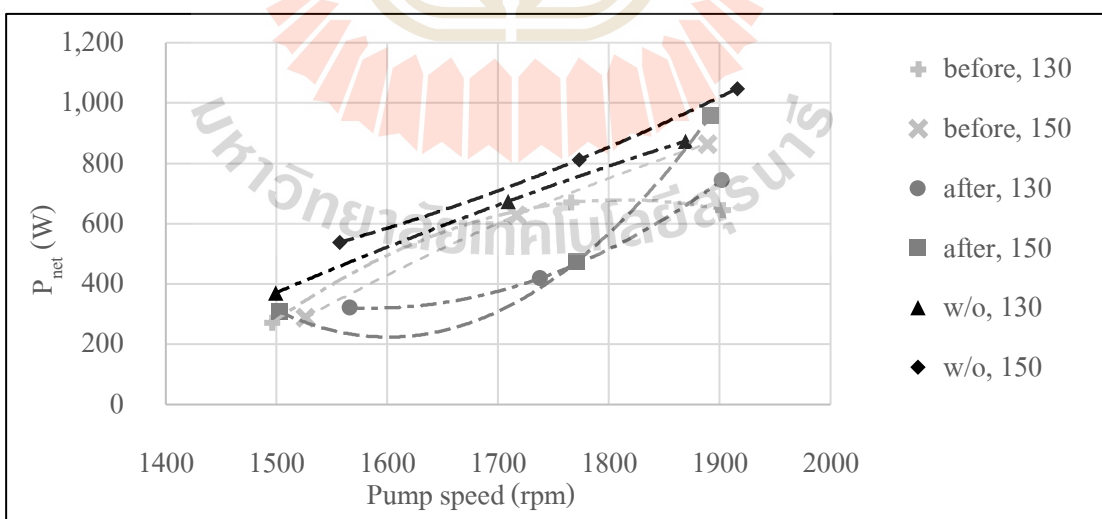
รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวม และความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.10 แนวโน้มของกำลังงานกลรวมที่ได้จากกรณีติดตั้ง check valve เพิ่มขึ้นทำให้กำลังงานกลที่น้อยกว่ากรณีไม่ติดตั้ง สาเหตุที่ทำให้กำลังงานกลลดลงเนื่องจากการขยายการไหลเพิ่มขึ้นจากอุปกรณ์ check valve ทำให้เกิด pressure loss ในระบบมากขึ้น ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานบางส่วนก่อนเข้า expander



รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมและอัตราการไหลของสารทำงาน

จากรูปที่ 4.11 โดยทฤษฎี การติด check valve จะทำให้ระบบที่มี pressure loss สูงขึ้น และทำให้อัตราการไหลที่ได้มีค่าลดลง โดยจากผลในรูปที่ 4.11 พบว่ามีบางช่วงที่กรณีที่ติดตั้ง check valve ได้อัตราการไหลในโรงไฟฟ้าที่สูงกว่ากรณีไม่ติด สาเหตุเพราะอัตราการไหลที่ไม่นิ่ง ทำให้การวัดอัตราการไหลทำได้ยากดังที่ได้กล่าวไว้ในรูป 4.6



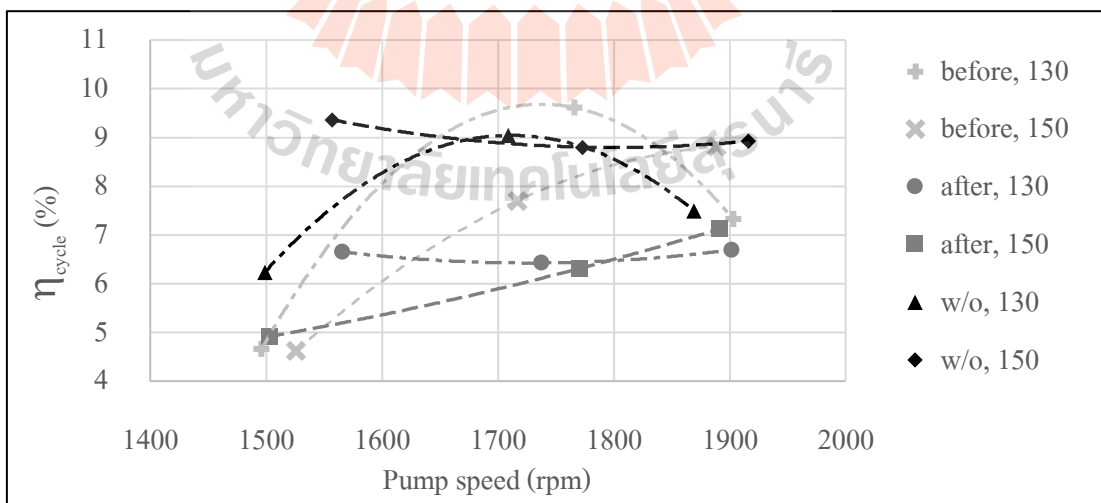
รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลสุทธิและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.12 พบว่าแนว โนม์กำลังงานกลที่ได้แปรผันตรงกับความเร็ว และสามารถเรียงกำลังงานกลที่ได้จากทั้ง 3 รูปแบบจากมากไปน้อยได้ดังนี้ 1. กรณีไม่ติด check valve ได้กำลังมากที่สุดที่ 370-1,048 W, 2. กรณีติดหลังออก expander ได้กำลังงานกลที่ 307-959 W และ 3. กรณีติดก่อนเข้า expander ได้กำลังงานกลสุทธิ 271-865 W

สาเหตุที่ทำให้กำลังงานกลลดลงเนื่องจากการขวางการไหล ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานบางส่วนก่อนเข้า expander โดยพบว่า pressure loss ที่เกิดขึ้นระหว่างท่อหลังจากจาก pump ถึงทางเข้า expander ในกรณีติด check valve จะมีอยู่ในช่วง 0.2-1 bar ในขณะที่กรณีไม่ติด ค่าเฉลี่ยจะอยู่ที่ 0.2-0.8 bar ซึ่งน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ดังที่แสดงในตารางที่ 4.1

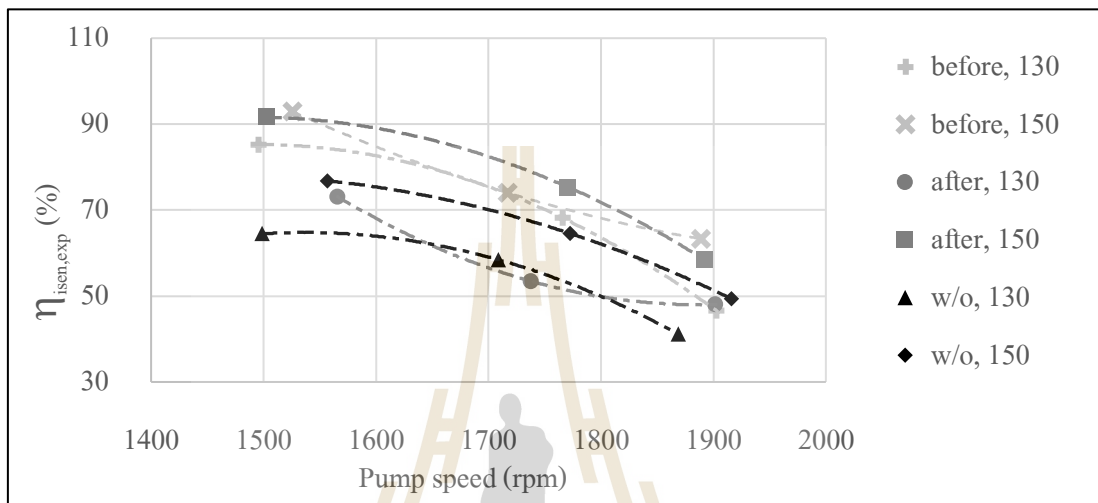
ตารางที่ 4.1 Pressure loss และ Pressure ratio ในการศึกษาอิทธิพลของการติด check valve

Conditions	Before expander		After expander		Without check valve	
	Pressure loss (bar)	Pressure ratio	Pressure loss (bar)	Pressure ratio	Pressure loss (bar)	Pressure ratio
1500 rpm,130°C	0.2	4.53	0.5	6.5	0.4	6.6
1900 rpm,130°C	0.5	6.33	0.5	6.33	0.8	5.625
1500 rpm,150°C	0.3	3.94	0.5	5.23	0.3	6.18
1900 rpm,150°C	0.5	5.94	1.0	6	0.2	6.12



รูปที่ 4.13 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.13 แนวโน้มโดยเฉลี่ยกรณีที่ไม่มีติด check valve นั้นมักสูงกว่ากรณีที่ไม่มีติด อย่างไรก็ตามพบว่าบางจุด เช่นที่กรณีติด check valve ก่อนเข้า expander ที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 130°C นั้นได้ประสิทธิภาพรวมโรงไฟฟ้าที่สูง สาเหตุอาจเกิดขึ้นจากปัญหาการวัดอัตราการไหลที่ได้กล่าวไว้ในรูป 4.6



รูปที่ 4.14 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.14 ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander พบว่าสามารถเรียงลำดับประสิทธิภาพที่ได้จากทั้ง 3 แบบจากมากไปน้อยได้ดังนี้ 1. ติดก่อนเข้า expander ซึ่งมากกว่าแบบไม่ติด 13-51%, 2. ติดหลังออกจาก expander ซึ่งได้มากกว่าแบบไม่ติดเฉลี่ย 9.1% และ 3. แบบไม่ติดได้ต่ำสุดตามลำดับ สาเหตุที่เป็นเช่นนี้ เนื่องด้วยหลายปัจจัย ประกอบด้วย pressure loss ที่เกิดขึ้นทำให้ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander มีค่าต่ำลงมาก เมื่อนำไปคำนวณด้วยสมการที่ 3.3 ผลต่าง enthalpy ที่เป็นตัวเลขของสมการจึงมีค่ามากขึ้นทำให้ประสิทธิภาพ isentropic สูงขึ้นนั่นเอง

นอกจากนี้การติด check valve ทำให้ pressure ratio ตกคร่อม expander มีค่าเข้าใกล้ค่า design pressure ratio พบว่ากรณีที่ติด check valve ก่อน expander ที่ 150°C ได้ประสิทธิภาพ isentropic สูงสุด โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ ความเร็วรอบต่ำ ๆ เนื่องจากมี pressure ratio ใกล้ค่าออกแบบ และ vapor quality สูงเนื่องจากสารทำงานที่อัตราการไหลต่ำ ทำให้สารทำงานได้รับความร้อนจาก evaporator อย่างเต็มที่

จากการศึกษาการ check valve แม้ว่าช่วยเพิ่มประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกของ expander ประมาณ 18% แต่กำลังงานกลที่ได้มีค่าลดลง 4-22% สาเหตุเนื่องจากการติดเช็ควาล์วทำให้เกิด

ความดันสูญเสยจึงทำให้กำลังงานที่ได้ลดลง ข้อสรุปของการศึกษาจึงแนะนำให้ติดตั้ง check valve เมื่อต้อง expander มีประสิทธิภาพและอายุการใช้งานที่ยาวนานขึ้นเนื่องจากทำงานในสภาวะที่เหมาะสมกว่าการติดตั้ง check valve สามารถช่วยได้ระดับหนึ่ง แต่ไม่แนะนำให้ติดตั้งในกรณีที่ต้องการให้โรงไฟฟ้ามีกำลังการผลิตมาก

อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพ isentropic ที่สูงในภาพรวมอาจเกิดขึ้นเนื่องจาก expander ที่ใช้งานไม่ได้ทำการหุ้มฉนวน พลังงานของสารทำงานบางส่วนที่หายไปจึงหายไปเพราะเกิดการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศด้วย สาเหตุที่ไม่หุ้มฉนวนเพราะตัว expander นั้นตัดแปลงมาจาก compressor และใช้งานในช่วงอุณหภูมิที่มักอยู่ในช่วงไม่เกิน 100°C ในสภาพใช้งานทั่วไป ทำให้วัสดุภายในบางชนิดทนความร้อนสูงไม่ได้ เช่น O-ring seal ที่ทำมาจาก polyurethane ซึ่งทนอุณหภูมิได้ประมาณ 160°C ก่อนเสียสภาพ เพื่อป้องกันการเสียหายของอุปกรณ์จึงให้ scroll expander ได้ระบายความร้อนระหว่างการดำเนินงานของโรงไฟฟ้า

นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ทำการใช้ Least square method เพื่อทำนายพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ในทั้งของขนาด 85.7 cc/rev, 110 cc/rev, 110 cc/rev + check valve (after) และ 110 cc/rev + check valve (before) ให้ออกมาในรูปแบบของสมการ polynomial degree 5 เพื่อนำสมการเหล่านี้ไปใช้ประโยชน์ต่อไปในการจำลองแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ expander ตัวดังกล่าว แทนที่สมมติให้เป็นค่าคงซึ่งไม่สมจริง โดยสมการที่ได้จะแสดงในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 สมการสำหรับทำนายค่า isentropic efficiency จากผลการทดลองทั้ง 4 กรณี

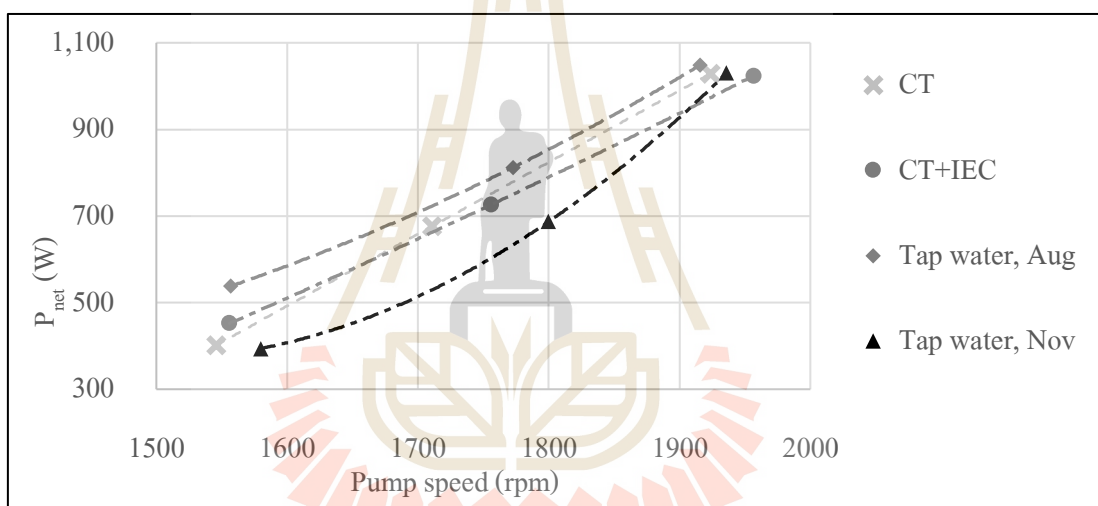
Expander variation	Equation	Prediction error (%)
85.7 cc/rev	$\eta_{\text{isen,exp}} = -28.48 + 8.3 \times 10^{-7} T_{\text{hs}}^4 - 4.68 \times 10^{-9} T_{\text{hs}}^4 + 0.0101 \dot{m}_{\text{wf}}^3 + 0.000475 \dot{m}_{\text{wf}}^4 + 5.58 \times 10^{-6} \dot{m}_{\text{wf}}^5$	19.23
110 cc/rev	$\eta_{\text{isen,exp}} = -3502 + 0.0193 T_{\text{hs}}^3 - 0.00023 T_{\text{hs}}^4 + 7.19 \times 10^{-7} T_{\text{hs}}^5 + 0.00763 \dot{m}_{\text{wf}}^3 - 0.000294 \dot{m}_{\text{wf}}^4 - 2.85 \times 10^{-6} \dot{m}_{\text{wf}}^5$	7.208
110+check valve (after)	$\eta_{\text{isen,exp}} = 77.58 + 7.75 \times 10^{-10} T_{\text{hs}}^5 + 0.00678 \dot{m}_{\text{wf}}^3 + 0.000218 \dot{m}_{\text{wf}}^4 - 1.84 \times 10^{-6} \dot{m}_{\text{wf}}^5$	2.298
110+check valve (after)	$\eta_{\text{isen,exp}} = 124.69 + 5.04 \times 10^{-10} T_{\text{hs}}^5 - 0.00739 \dot{m}_{\text{wf}}^3 + 0.000216 \dot{m}_{\text{wf}}^4 - 1.71 \times 10^{-6} \dot{m}_{\text{wf}}^5$	8.586

4.3 อิทธิพลของระบบทิ้งความร้อน

จากการทดลองเปลี่ยนระบบระบายความร้อนของโรงไฟฟ้าทั้ง 3 แบบ ประกอบด้วย 1. ใช้น้ำประปาในเดือนสิงหาคมและพฤศจิกายน 2. ใช้ cooling tower และ 3. ใช้ cooling tower + IEC โดยจะทำการคงค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนเป็น 150°C ค่าเดียว และปรับความเร็วรอบ pump ไปที่ประมาณ 1500, 1700 และ 1900 rpm ตามลำดับ โดยจะแบ่งหัวข้อของการอภิปรายผลเป็น 2 ส่วน ดังนี้

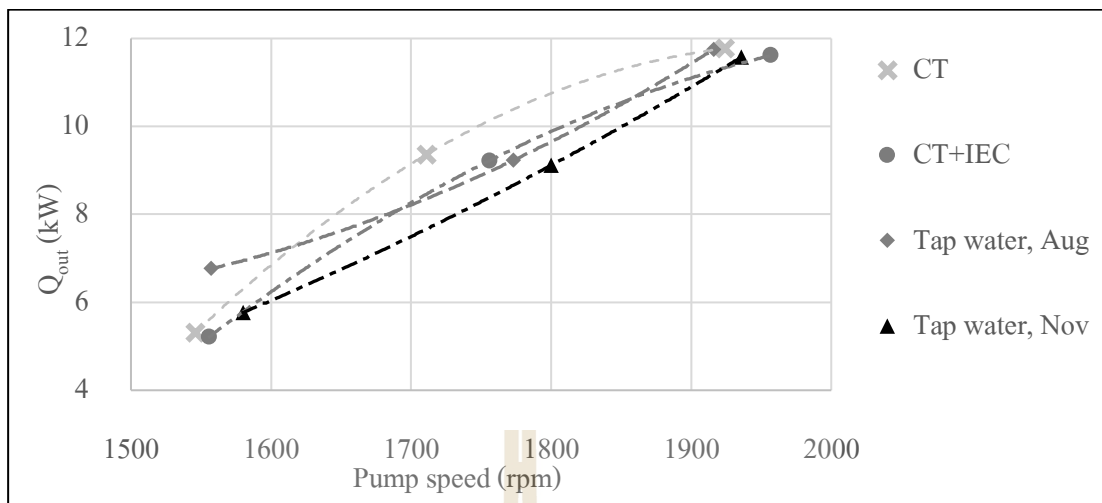
4.3.1 อิทธิพลของความเร็วรอบ pump

ในส่วนนี้จะนำเสนอผลในรูปแบบกราฟความสัมพันธ์ซึ่งได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ 4.15 ถึง 4.18



รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ของกำลังงานสุทธิและความเร็วรอบ pump

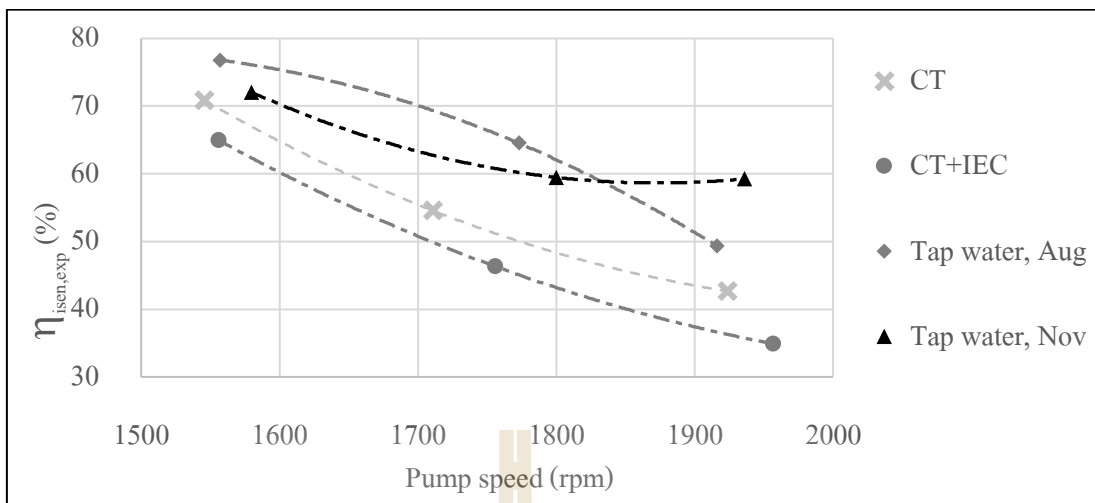
จากรูปที่ 4.15 จะเห็นว่ากำลังงานสุทธิจากโรงไฟฟ้าในกรณีที่ใช้น้ำประปาเดือนสิงหาคม ทำให้ได้กำลังงานสุทธิสูงสุด เหตุผลเพราะค่า r_p ที่เข้าใกล้ 4 ที่น้ำประปาเดือนสิงหาคมทำได้ (ดังตารางที่ 4.3) นอกจากทำให้งานสุทธิสูงสุดแล้วยังทำให้ได้ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ดังรูปที่ 4.17 สูงสุดด้วย หมายความว่า expander ตัวนี้มีค่า r_p ที่เหมาะสมคือ 4 และระบบที่สามารถทำให้ค่าเข้าใกล้ 4 ได้คือน้ำประปาเดือนสิงหาคมนั่นเอง



รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ของความร้อนทิ้งจากโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.16 เมื่อพิจารณาความร้อนทิ้ง ผู้วิจัยได้ควบคุมอัตราการทิ้งความร้อนให้ได้ค่าที่ใกล้เคียงกันทั้ง 4 ระบบ โดยที่น้ำหล่อเย็นที่ไปรับความร้อนจาก condenser จากทั้ง 4 ระบบมีดังนี้ 1. น้ำประปาเดือนสิงหาคมมีอุณหภูมิ 28.4-29.4°C อัตราการไหล 35 LPM, 2. น้ำประปาเดือนพฤศจิกายนมีอุณหภูมิ 26.5°C อัตราการไหล 35 LPM, 3. cooling tower มีอุณหภูมิ 16.9-18.6°C อัตราการไหล 27.5 LPM และ 4. cooling tower + IEC มีอุณหภูมิ 16.9-17.9°C อัตราการไหล 27.5 LPM

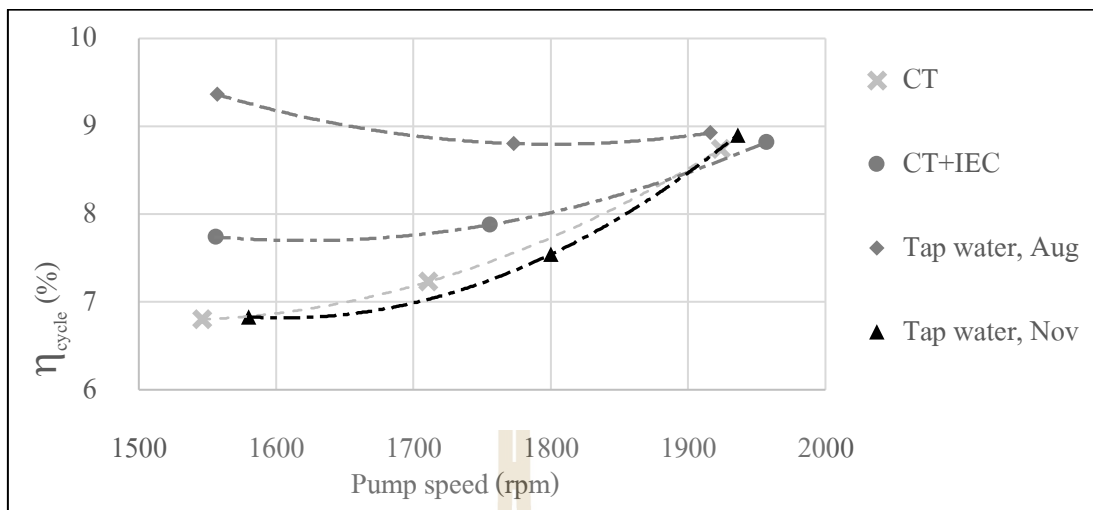
อย่างไรก็ตาม พบว่ากรณีน้ำประปาเดือนสิงหาคมสามารถทิ้งความร้อนได้มากกว่ากรณีอื่น ๆ ประมาณ 10% เนื่องจากแรงดันของโรงไฟฟ้าสูงกว่ารูปแบบอื่นดังตารางที่ 4.3 ทำให้สารทำงาน R245fa มีอุณหภูมิที่สูง และทิ้งความร้อนที่ condenser ได้เยอะกว่า ในขณะที่รูปแบบอื่น ๆ ทิ้งความร้อนได้ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากอุณหภูมิและแรงดันภายในโรงไฟฟ้าไม่ได้แตกต่างกันดังในตารางที่ 4.3 จึงมีความสามารถในการทิ้งความร้อนใกล้เคียงกัน



รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และความเร็วรอบ pump

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้อัตราการไหลของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่คงที่ 0.5 kg/s และ 150°C ทุกการทดลอง และใช้ evaporator ตัวเดิมเสมอ จากรูปที่ 4.17 เมื่อความเร็วรอบ pump เพิ่มขึ้นทำให้อัตราการไหลของสารทำงานที่ evaporator ให้เยอะขึ้น แต่การแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานไม่ได้เพิ่มเป็นสัดส่วนตามอัตราการไหลของสารทำงาน เพราะอัตราการไหลของ thermal oil ในฝั่งแหล่งความร้อนคงที่ที่ 0.5 kg/s สักยภาพในการให้ความร้อนของแหล่งความร้อนจึงมีจำกัดที่ค่า ๆ หนึ่ง ด้วยเหตุนี้ จึงทำให้ในกรณีที่ใช้อัตราการไหลของสารทำงานมาก ๆ เช่นที่ประมาณ 1,900 rpm สารทำงานเดือดเป็นไอได้ไม่ทันทั้งหมด ส่งผลให้สถานะของสารทำงานก่อนเข้า expander เป็น mixture ทำให้แนวโน้มของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ลดลงเมื่อความถี่มากขึ้นดังที่เคยได้อภิปรายไว้

ยังพบอีกว่า ระบบทั้งความถี่ที่ต่างกัน ให้ค่าประสิทธิภาพของ expander ที่ต่างกันชัดเจน ทั้งที่ใช้ expander ตัวเดิม จากตารางที่ 4 จะเห็นว่าระบบทั้งความถี่ที่สามารถทำ r_p ได้เข้าใกล้ 4 จะได้ประสิทธิภาพ expander ที่มากขึ้น ซึ่งน้ำประปาเดือนสิงหาคมที่ทำ r_p ได้ 3.71-4.15 จึงได้ประสิทธิภาพของ expander และงานสุทธิสูงสุด และในกรณีของ CT+IEC ซึ่งทำ r_p ได้ 5.2-6.8 ซึ่งสูงที่สุดจากทุกแบบ ซึ่งทำให้ได้ประสิทธิภาพ expander ต่ำที่สุด



รูปที่ 4.18 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าและความเร็วรอบ pump

จากรูปที่ 4.18 ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้ามีแนวโน้มที่ต่างกันในช่วงของความเร็ว pump ประมาณ 1,500 rpm และคู่เข้าใกล้กันในช่วง 1,900 rpm โดยพบว่าอัตราการไหลของสารทำงานที่สูงขึ้นส่งผลทำให้ความแตกต่างของประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าจากระบบทิ้งความร้อนแต่ละแบบลดลง ซึ่งเมื่อพิจารณาจากข้อมูลข้อ P_{net} ในตารางที่ 4.3 พบว่าที่ 1,500 rpm มีกำลังงานกลสุทธิจากระบบทิ้งความร้อนทั้ง 4 ระบบอยู่ในช่วง 394-538 W มีค่าเบี่ยงเบน 15% ในขณะที่ช่วง 1,900 rpm ได้กำลังสุทธิที่ 1,024-1,048 W มีค่าเบี่ยงเบนที่ 1% และเช่นเดียวกับ Q_m จากตารางที่ 4.3 ที่ 1,500 rpm มีค่าเบี่ยงเบน 17% ที่ 1,900 rpm มีค่าเบี่ยงเบน 0.8%

เมื่อทั้ง P_{net} และ Q_m ที่ 1,900 rpm มีค่าเบี่ยงเบนที่ค่อนข้างต่ำและนำไปคำนวณประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าด้วยสมการที่ 3.2 จึงทำให้ประสิทธิภาพในความเร็วช่วง 50 Hz มีค่าออกมาใกล้เคียงกัน

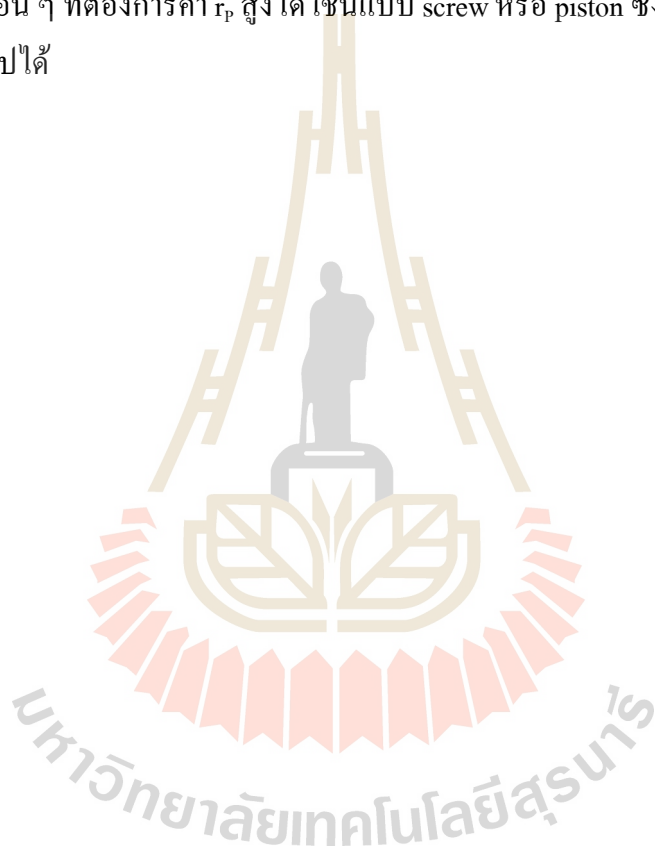
โดยแนวโน้มน้ำการคู่เข้าลักษณะนี้ เกิดขึ้นเนื่องจากการคุมอัตราการไหลและอุณหภูมิของแหล่งความร้อนให้มีค่าคงที่ และใช้ evaporator ตัวเดิม เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของสารทำงานไปถึงระดับหนึ่ง ด้วยอัตราการไหลของแหล่งความร้อนที่จำกัดที่ 0.5 kg/s นี้เอง การพาความร้อนจากแหล่งความร้อนไปสู่สารทำงานจึงทำได้จำกัดที่ค่า ๆ หนึ่งดังที่เกิดขึ้นกับ Q_m ที่ 1,900 rpm ซึ่งมีค่าเบี่ยงเบนน้อยกว่าที่ 1,500 rpm ถึง 739% ซึ่งนำไปสู่งานที่ expander สามารถสร้างได้จึงมีค่าคู่เข้าไปหากัน

4.3.2 อิทธิพลของ pressure

เมื่อพิจารณาข้อมูลในตารางที่ 4.3 จะเห็นว่าระบบทิ้งความร้อนจะส่งผลโดยตรงต่อ r_p แรงดันในระบบโรงไฟฟ้า โดยพบว่าแบบที่ทำให้ r_p เข้าใกล้ค่าออกแบบตอนที่ทำงานเป็น

compressor ซึ่งมีค่าเท่ากับ 6 กลับให้งานสุทธิที่น้อย เนื่องด้วยการทำงานของ compressor และ expander นั้นตรงกันข้ามกัน และในขั้นตอนการตัดแปลงมีการถอดอุปกรณ์ check valve ซึ่งทำให้ค่า r_p ที่เหมาะสมไม่ใช่ 6 อีกต่อไป ซึ่งจากการศึกษานี้ ค้นพบว่า r_p เหมาะสมสำหรับ expander ตัวนี้คือ 4 โดยระบบทิ้งความร้อนที่ทำได้คือน้ำประปาในเดือนสิงหาคม โดยสอดคล้องกับข้อสรุปในการศึกษาของ Weiß (2015) ซึ่งพบว่าค่า r_p ที่เหมาะสมสำหรับ expander ชนิด scroll คือช่วงที่ต่ำกว่า 5

ทั้งนี้ r_p ในช่วง 5.2-6.8 ที่ระบบทิ้งความร้อนแบบ CT+IEC ทำได้สามารถทำไปใช้กับ expander ชนิดอื่น ๆ ที่ต้องการค่า r_p สูงได้ เช่นแบบ screw หรือ piston ซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางในการวิจัยต่อไปได้



ตารางที่ 4.3 อิทธิพลของแรงดันต่อสมรรถนะต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า

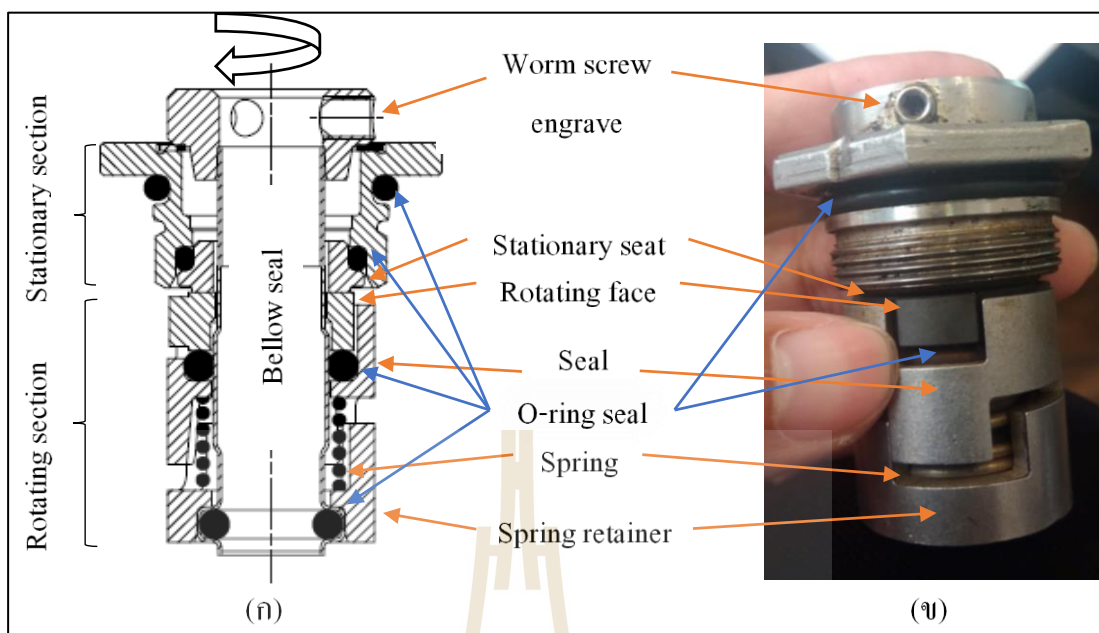
Speed (rpm)	Configuration	Evaporation Pressure (bar)	Condensation Pressure (bar)	Q_{in} (kW)	r_p	P_{net} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)
Compressor design condition		17.7	2.96	-	6	-	-
1900	Tap water, Aug	10.8	2.6	11.75	4.15	1048	49
	CT	9.5	1.5	11.77	6.34	1029	43
	CT+HEC	9.75	1.5	11.61	6.5	1024	35
	Tap water, Nov	10	2.25	11.58	4.45	1030	59
1700	Tap water, Aug	9	2.2	9.23	4.095	812	65
	CT	8.25	1.25	9.36	6.6	667	55
	CT+HEC	8.5	1.25	9.22	6.8	726	46
	Tap water, Nov	8.75	1.5	9.12	5.84	687	59
1500	Tap water, Aug	7.8	2.1	6.76	3.71	538	77
	CT	7	1.25	5.31	5.6	402	71
	CT+HEC	6.5	1.25	5.22	5.2	452	65
	Tap water, Nov	7.5	1.5	5.77	5	394	72

4.4 ปัญหาที่พบระหว่างการทดลอง

ระหว่างการศึกษาวิจัยพบว่าเมื่ออุปกรณ์เกิดขึ้นอยู่ด้วยกันหลายครั้ง และมีปัญหาทางเทคนิคเกิดขึ้นเป็นระยะ ซึ่งในตอนนี้จะได้แจ้งปัญหา ที่คาดว่าจะจะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่ทำงานวิจัยในลักษณะคล้าย ๆ กัน ดังต่อไปนี้

4.4.1 Shaft seal pump รั่ว

เมื่อใช้งาน pump สารทำงาน Grundfos CR1s-33 โดยใช้งานครั้งละ 2 ชม. ต่อเนื่อง และพัก 1 ชม. เมื่อใช้งานสะสมประมาณ 50 ชม. พบว่า pump มีอาการผิดปกติ คือความเร็วรอบการหมุนตก มีอาการสั่นมากผิดปกติ โดยหากทำการหยุดใช้งาน pump เป็นเวลา 1-2 วัน พบว่าอาการดังกล่าวหายไป และจะกลับมาเป็นซ้ำเมื่อทดลองไปได้อีก 1-2 ชม. และเมื่อชั่วโมงการใช้งานสะสมประมาณ 100 ชม. พบว่าอาการสั่นหายไป แต่จะมีการซึมออกของสารทำงานบริเวณ shaft seal แทน โดยเมื่อยังใช้งานไปเรื่อย ๆ ปริมาณการรั่วจะมากขึ้นตามชั่วโมงการใช้งานสะสม จนสารทำงาน R245fa ในระบบโรงไฟฟ้าน้อยเกินกว่าที่จะใช้งานได้



รูปที่ 4.19 (ก) ภาพ half-section ของ mechanical seal (ข) รูปตัวชิ้นงานจริง

ในการแก้ไขครั้งแรกได้ยก pump ไปซ่อม ที่ศูนย์ซ่อม Grundfos นครราชสีมา โดยได้ทำการเปลี่ยน shaft seal เป็นของใหม่ แต่เป็น shaft seal รุ่นเดิม มีคุณสมบัติเหมือนเดิมทุกประการ โดยหลังจากทำการเปลี่ยน ทำการติดตั้ง และใช้งาน pump พบว่าปัญหา pump ฝืดและอาการรั่วที่กล่าวไปข้างต้นเกิดขึ้นตามมาในลักษณะเดิมทุกประการ โดยวิศวกรของ Grundfos ได้แจ้งสาเหตุของการรั่วว่าเกิดเนื่องจาก dry running (การใช้งาน pump โดยขาดน้ำเลี้ยงที่บริเวณ shaft seal) โดยจะขอกล่าวถึงหลักการทำงานของ shaft seal ก่อนดังนี้

ผู้วิจัยจึงทำการศึกษาคู่มือการใช้งาน pump จาก Grundfos data booklet : Shaft seals โดยศึกษาชนิดของวัสดุที่นำมาใช้ทำ shaft seal ในส่วนต่าง ๆ โดยส่วนประกอบของ shaft seal ที่ใช้งานจะมีลักษณะตามรูปที่ 4.19 ก และ รูปที่ 4.19 ข โดย shaft seal ที่ใช้เป็น mechanical shaft seal อาศัยการเสียดสีระหว่างหน้าสัมผัสของวัสดุแข็ง 2 ชนิดจากส่วน rotating และ stationary และมีสปริงช่วยดัน 2 ส่วนนี้ให้ติดกันเสมอ โดยจะอธิบายส่วนของ rotating ก่อน

1. Rotating คือส่วนที่ต่อกับเพลลาของ impeller จะมี O-ring seal และ bellows seal สวมเข้ากับตัวเพลลา ก่อน และมีสลักตัวหนอนล็อกตำแหน่ง 3 ตัวด้านบน และมี stainless steel 2 ชิ้น ด้านล่างและตรงกลางทำหน้าที่เป็นตัวค้ำยันสปริง และยันตัววัสดุแข็งของ rotating face ระหว่างตัวยันวัสดุ และตัววัสดุ rotating face จะมี O-ring 1 ตัวคั่น ในระหว่างการทำงานของ pump ชิ้นส่วนทั้งหมดจะหมุนไปพร้อม ๆ กับเพลลาของ pump

2. Stationary คือส่วนโลหะที่อยู่เหนือถัดจาก rotating face โดยมีส่วน stationary seat คอยสัมผัสและเสียดสีกับ rotating face ขณะที่ pump ทำงาน ถัดขึ้นไปจะเป็นเฟรม stainless ที่ชั้นเคลือบต่อเข้ากับตัวเรือน pump โดยระหว่างเฟรม stationary seat จะมี O-ring คั่น 1 ตัวเพื่อป้องกันสารทำงานรั่วระหว่างรอยต่อ

ซึ่งการเสียดสีกันระหว่างหน้าสัมผัสของ rotating face และ stationary seat จะทำให้เกิดความร้อน โดยทั่วไปแล้วสารทำงาน หรือน้ำใน pump ควรจะท่วมอยู่รอบ ๆ ตัว shaft seal และจะช่วยทำหน้าที่ระบายความร้อน อย่างไรก็ตาม เมื่อ pump ทำงานโดยไม่มีน้ำเลี้ยงรอบ ๆ shaft seal จะเกิดความร้อนสะสมและทำให้ O-ring seal ที่อยู่ใกล้เคียงได้รับความร้อนสูงเกินและเสื่อมสภาพ เป็นเหตุทำให้เกิดการรั่ว โดยจากการสังเกตของวิศวกร Grundfos พบว่า O-ring seal มีลักษณะที่กรอบ ไม่ยืดหยุ่น ซึ่งเกิดจากความร้อนจริง และทางผู้วิจัยก็ได้ทำการ dry running จริง โดยเกิดระหว่างกระบวนการอุ่นเครื่องโรงไฟฟ้าก่อนใช้งานเป็นเวลา 30 นาที

เนื่องด้วย R245fa เป็นสารทำงานที่จุดเดือด 15.3°C ทำให้เมื่อไม่ได้ใช้งานโรงไฟฟ้าสักระยะ สารทำงานบางส่วนจะเปลี่ยนเฟสเป็นไอ จึงต้องมีการสร้างแรงดัน และลดอุณหภูมิสารทำงานก่อนในคอนสตรัค เพื่อให้สารทำงานเปลี่ยนเฟสกลับมาเป็นของเหลว เพื่อให้ pump คุมสารทำงานได้ระหว่างนั้นจะมี dry running เกิดขึ้น โดยเลี้ยงไม่ได้ อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยได้ทำการเพิ่มแรงดันและลดอุณหภูมิอย่างระมัดระวัง โดยจะให้ pump ทำงาน และพักเป็นระยะ ๆ เป็นช่วง 1-5 นาที เพื่อป้องกันความร้อนสะสม

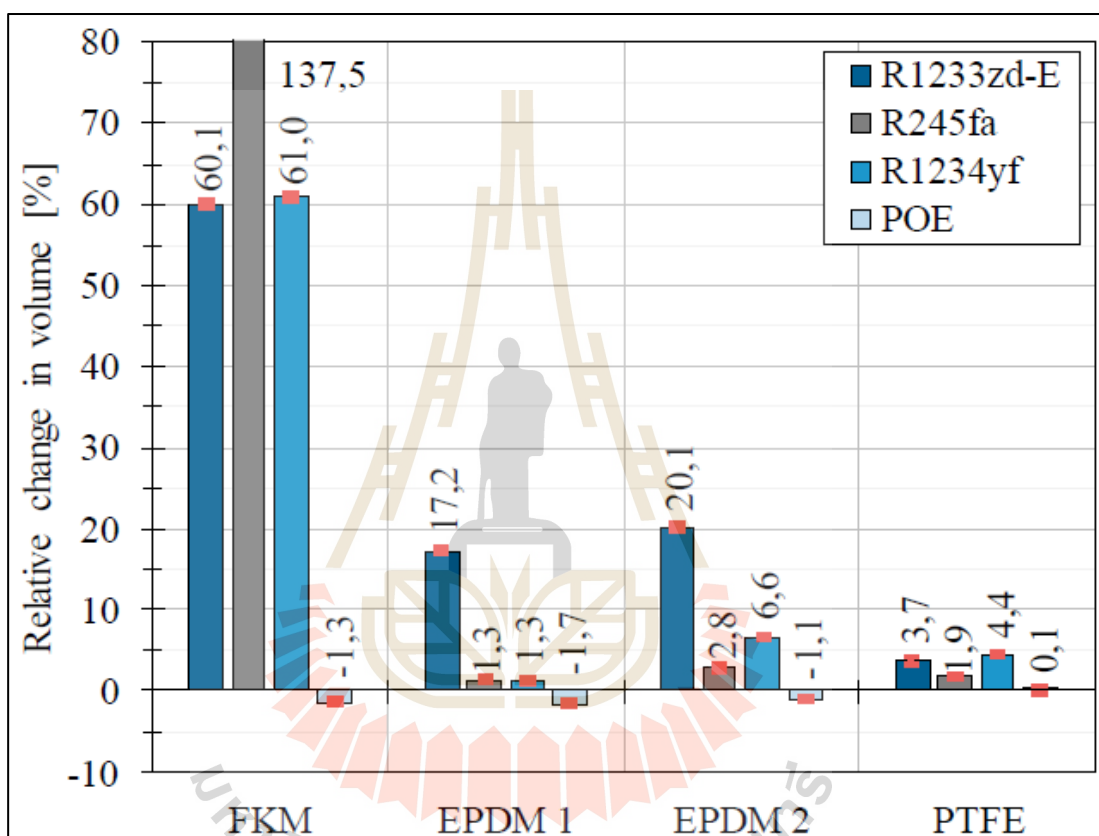
ถึงแม้ได้ทำการทดลองอย่างระมัดระวัง พบว่าอาการ shaft seal รั่วนั้นยังคงเกิดอยู่ ผู้วิจัยจึงได้ตรวจสอบลักษณะของวัสดุของ shaft seal ว่ามีความเหมาะสมหรือไม่ สำหรับ shaft seal จะมีวัสดุที่ใช้เป็นโครงสร้างเฟรมเป็น stainless steel เท่านั้นดังรูป 4.19 และสามารถเลือกใช้วัสดุของ 1. rotating face, 2. stationary seat และ 3. O-ring ได้ตามต้องการ โดยในตอนออกแบบครั้งแรกได้แจ้งกับทางวิศวกร Grundfos ไว้ว่าจะใช้กับสารทำงาน R245fa ซึ่งวัสดุที่ทางวิศวกรจัดมาให้คือ SiC, SiC และ FKM ตามลำดับ ซึ่งเป็นวัสดุที่สามารถใช้งานกับสารเคมีทั่วไปได้ดี และพบว่า R245fa ยังไม่มีการแนะนำในฐานข้อมูลคู่มือ Data booklet: shaft seals ของ Grundfos (2019) ว่าเหมาะสมกับ seal materials ประเภทใด

4.4.2 การแก้ไขปัญหา Shaft seal รั่ว

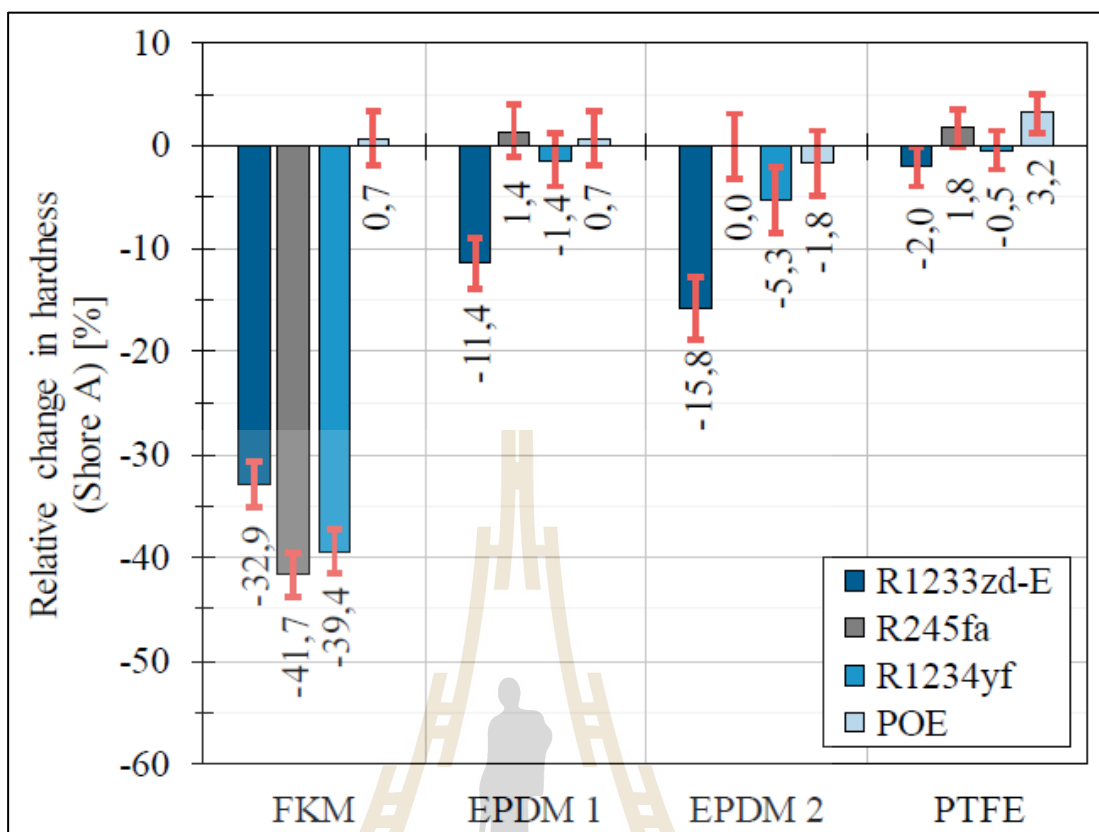
ผู้วิจัยจึงได้ทำการสำรวจงานวิจัยเกี่ยวกับการทำปฏิกิริยาระหว่างสารทำงาน R245fa และ seal material ซึ่งพบว่างานวิจัยของ Eyerer et al. (2017) ได้ทำการวิจัยเชิงทดลองโดยนำวัสดุพอลิเมอร์ 4 ชนิดที่นิยมใช้ทำ seal material มาทดสอบความเข้ากันได้กับกลุ่มสารทำงานที่นิยมใช้ในโรงไฟฟ้า ORC ซึ่งพบว่า seal material ชนิด FKM ซึ่งใช้เป็นวัสดุ O-ring seal มีปฏิกิริยา

รุนแรงไม่สามารถเข้ากันได้กับ R245fa โดยการทดสอบได้ทำการนำวัสดุ FKM ไปสัมผัสกับ R245fa ในสถานะของเหลวโดยตรงซึ่งผลที่ออกมามีดังนี้

1. มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของวัสดุยาง FKM (พองตัว) 137.5% จากรูปที่ 4.20
2. มีความแข็ง (hardness) ลดลง 41.7% ดังรูปที่ 4.21
3. มีน้ำหนักเพิ่มขึ้น 72.8% เนื่องจากวัสดุ seal มีการดูดซับ R245fa เข้าไปในเนื้อยาง



รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างการพองตัวสัมพัทธ์เมื่อสัมผัสสาร 4 ชนิด (Eyerer et al., 2017)



รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างความแข็งของเมื่อสัมผัสสาร 4 ชนิด (Eyerer et al., 2017)

ซึ่งผลดังกล่าวจะทำให้ mechanical seal เกิดความผิดปกติในการใช้งานหลายประการ อาทิเช่น การพองตัวของ O-ring seal จากรูปที่ 4.19 ก ที่ 137.5% จะทำให้แรงเค้น และแรงดันในส่วนของเฟรม และหน้าสัมผัสบริเวณ rotating face และ stationary seat เพิ่มขึ้นอย่างมาก ทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นสูงเกินค่าออกแบบ ทำให้ pump มีอาการฝืดซึ่งอาการนี้ได้เกิดขึ้นจริงในขณะใช้งาน และ hardness ที่ลดลงทำให้การต้านทานการเสียดสีลดลง เมื่อทำการใช้งาน pump จะมีการสูญเสียของเนื้อวัสดุ O-ring seal อย่างรวดเร็ว ส่งผลให้อายุการใช้งานสั้น และสูญเสียความสามารถในการ seal ปิดกั้นทำให้มีอาการรั่วของสารทำงานมากขึ้นเรื่อย ๆ ตามชั่วโมงการใช้งานดังที่ได้กล่าวไว้

ในบทความของ Eyerer et al. (2017) ได้ทดสอบวัสดุ seal material ชนิดอื่น ๆ กับ R245fa ด้วย ซึ่งพบว่าตัวที่มีคุณสมบัติคงที่ สามารถเข้ากันได้กับ R245fa ที่สุดได้แก่วัสดุ EPDM ซึ่งในบทความมีวัสดุ EPDM 2 ชนิด โดยชนิดแรกคือ high carbon content ตัวที่ 2 คือ high plasticizers content โดยทั้งสองตัวมีคุณสมบัติใกล้เคียงกัน และจะยกตัวแรกมาเป็นตัวเปรียบเทียบ โดยพบว่า เมื่อทำ EPDM ไปสัมผัสกับ R245fa มีการเพิ่มขึ้นของปริมาตร 1.3% มีความแข็งเพิ่มขึ้น 1.4% และมี

น้ำหนักเพิ่มขึ้น 1.5% หมายความว่าวัสดุดังกล่าวแทบไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงในคุณสมบัติเชิงกล เมื่อสัมผัสกับ R245fa จึงเหมาะที่จะใช้วัสดุนี้ในการทำมาใช้เป็น O-ring และในคู่มือ Grundfos data booklet: shaft seals (Grundfos, 2019) มีทางเลือกในการใช้ O-ring seal material ด้วยกัน 4 ชนิด และ EPDM คือ 1 ในตัวเลือกที่สั่งได้

ในส่วนของปัญหา dry running จาก Grundfos data booklet : Shaft seals (Grundfos) ได้เสนอวัสดุ rotating face ที่สามารถทนสภาวะดังกล่าวได้ดีกว่าวัสดุเดิม (SiC) โดยวัสดุใหม่เป็นวัสดุ Carbon, resin-impregnated ซึ่งตัววัสดุเมื่อเกิดการเสียดสีและมีความร้อนในสภาวะ dry running ตัววัสดุ Carbon จะสามารถสร้างฟิล์มหล่อลื่นขึ้นมาหล่อลื่นตัวเองได้ ทำให้ใช้งานในสภาวะ dry running ได้นานโดยไม่เกิดความร้อนสูง จึงช่วยถนอมให้ O-ring seal ให้มีอายุการใช้งานที่นานขึ้นตามไปด้วย ดังนั้น แนวทางในการแก้ไขปัญหาครั้งนี้นอกจากการเปลี่ยน O-ring material จะทำการเปลี่ยนวัสดุ rotating face ด้วย จากเดิมที่เป็น SiC ที่ไม่เหมาะกับ สภาวะ dry running เป็น Carbon ที่ทน dry running ได้ดีกว่านั่นเอง

จากปัญหาการรั่วของสารทำงานบริเวณ shaft seal ของ pump CR1s-33 โดยมีอาการฟีดเกิดร่วมด้วย ภายในชั่วโมงการใช้งาน 100 ชม. พบว่าสาเหตุเกิดจาก O-ring seal material ไม่เหมาะสม เนื่องจากไม่สามารถเข้ากันได้ และทำปฏิกิริยารุนแรงกับสารทำงาน R245fa โดยมีการพองตัวถึง 137.5% และมีความแข็งลดลง 41.7% และมีการใช้งานในสภาวะ dry running ร่วมด้วยทำให้เกิดการฟีดรั่ว และการกรอบของ O-ring seal และพบว่าสามารถทำการแก้ปัญหาดังกล่าวได้โดยทำการเปลี่ยนวัสดุ O-ring seal material จากเดิมที่เป็น FKM ไปเป็น EPDM และ rotating face material จากเดิมเป็น SiC เป็น Carbon (เปลี่ยนจาก shaft seal Grundfos model HQQV เป็น HUBE) ซึ่งจากผลทดสอบ EPDM มีคุณสมบัติเชิงกลเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 1.5% เมื่อสัมผัสกับ R245fa และ Carbon rotating face สามารถใช้งานในสภาวะ dry running ได้ดีกว่า ซึ่งหลังจากทำการเปลี่ยนวัสดุดังกล่าวแล้วปัญหาการรั่วก็ได้หายไป โดยไม่พบปัญหาใด ๆ เกี่ยวกับ pump หลังจากใช้งานมาราว 100 ชม.

4.4.3 การวัดอัตราการไหลของสารทำงานที่ไม่คงที่

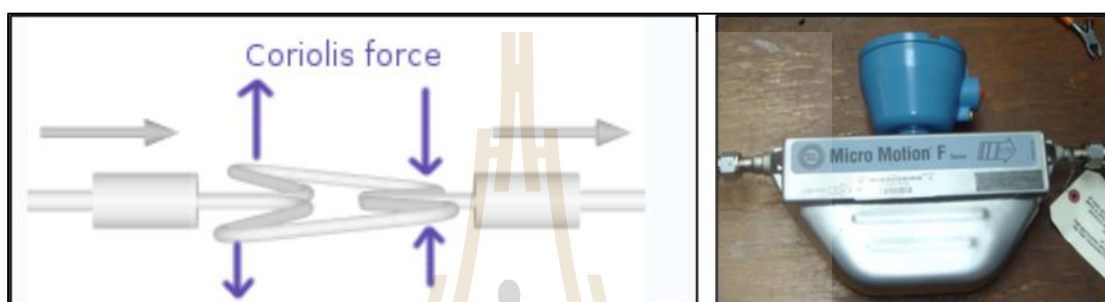
การวัดอัตราการไหลของสารทำงานในการวิจัยนี้ได้ใช้เครื่องมือวัด rotameter โดยมีลักษณะดังรูปที่ 4.21 และมีคุณสมบัติในการวัดดังตารางที่ 3.6 โดยเครื่องมือวัดชนิดนี้อาศัยหลักการของสมดุลของแรงหนืด (drag force) แรงลอยตัว (buoyancy force) และน้ำหนักที่เกิดขึ้นกับลูกลอย (float) ในท่อที่มีการเปลี่ยนหน้าตัด โดยค่าอัตราการไหลที่วัดออกมาได้นั้นจะเป็น volume flowrate มีความคลาดเคลื่อนในการวัดอยู่ที่ 4% โดยผู้วิจัยได้สั่งทำขึ้นพิเศษจากประเทศอังกฤษ เพื่อนำมาใช้งานสำหรับ R245fa โดยเฉพาะ



รูปที่ 4.22 Rotameter ที่ใช้งานในการวิจัย

อย่างไรก็ตามขณะทำการทดลอง พบว่าอัตราการไหลของสารทำงานที่ ORC pump สร้างได้นั้นไม่ได้ราบเรียบ แต่มีลักษณะเป็น pulsation ทำให้การอ่านค่าจากตำแหน่งลูกลอยของ rotameter ทำได้ยากเนื่องจากลูกลอยไม่นิ่ง ผู้วิจัยจึงทำการบันทึกค่าโดยการประเมินจากค่าเฉลี่ยจากขอบบนและขอบล่างของย่านการแกว่งตัวของลูกลอย และใช้วิธีการตวง และจับเวลาเพื่อหาอัตราการไหลที่บริเวณ level gage ร่วมด้วย ซึ่งค่าที่ได้จาก 2 วิธีมีค่าแตกต่างกันประมาณ 10% จึงนำค่าที่ได้จากทั้ง 2 วิธีมาเฉลี่ยและใช้ในการคำนวณ ซึ่งปัญหาที่เกิดขึ้นทำให้การคำนวณตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ ได้แก่ ประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า สมการ 3.2 ซึ่งใช้อัตราการไหลในการคำนวณ มีแนวโน้มที่ผิดพลาดดังที่ได้อภิปรายไว้ ได้รูป 4.6 โดยในงานวิจัยของ Sun et al. (2019) ที่ใช้งาน pump ลักษณะเดียวกันก็พบปัญหาการแกว่งตัวของอัตราการไหลในช่วงเดียวกันดังรูปที่ 4.7 โดยปัญหาเกิดจาก inverter ที่ป้อนแรงดันไฟฟ้าที่เข้าสู่ pump motor ไม่สม่ำเสมอ

ในงานวิจัยของ Sun et al. (2019) ได้ใช้ pump แบบ Piston และ Rotary vane ดังรูปที่ 4.7 จะไม่พบปัญหาการแกว่งของอัตราการไหล เกิดจากเทคนิคการปรับอัตราการไหลโดยปรับระยะ stroke แทนการปรับความเร็วรอบ pump motor ด้วย inverter โดยวิธีแก้ปัญหาระบบอัตราการไหลแกว่งทางหนึ่งคือการเปลี่ยน pump เป็นประเภทดั่งกล่าว โดยผู้วิจัยได้ทำการสำรวจราคาพบว่า piston pump ที่สามารถทำงานได้ภายใต้เงื่อนไขเดียวกันมีราคาอยู่ที่ 95,000-139,000 บาท ซึ่งมีราคาค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับตัวปัจจุบัน ซึ่งมีราคา pump รวม inverter ที่ 55,000 บาท

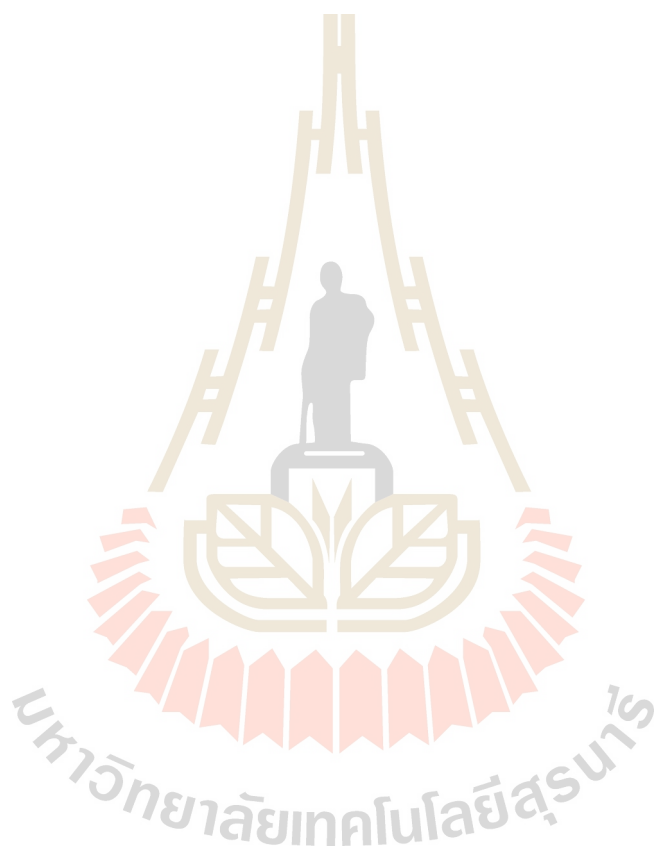


รูปที่ 4.23 ลักษณะของ Coriolis flowmeter

อีกทางเลือกหนึ่งคือการเปลี่ยนมาตรวัดอัตราการไหล เพื่อให้หาค่าเฉลี่ยได้แม่นยำมากขึ้น จากงานวิจัยอื่นที่ทำการศึกษเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC หลาย ๆ งานวิจัย มักนิยมใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลที่ชื่อว่า Coriolis flowmeter โดยหลักการที่ใช้ในเครื่องมือวัดชนิดนี้อาศัย Coriolis effect ที่เกิดขึ้นกับท่อที่ออกแบบมาเป็นรูปร่างเฉพาะ โดยเครื่องมือจะทำการวัดแรงจากปรากฏการณ์ดังกล่าวมาคำนวณเป็นความเร็วของการไหลในท่อดังรูปที่ 4.23 สามารถวัดความหนาแน่นของสารจากอุณหภูมิและแรงดันภายในได้ในตัว การรบกวนการไหลในการวัดน้อย และจะแสดงค่าอัตราการไหลออกมาเป็น mass flowrate ซึ่งโดยทั่วไปอุปกรณ์นี้มีความคลาดเคลื่อนในการวัดที่ประมาณ 0.05-0.5% ให้ผลลัพธ์เป็น digital real-time ซึ่งสะดวกในการอ่าน และจัดการข้อมูล อุปกรณ์นี้จึงเป็นที่นิยมสำหรับงานวิจัยโรงไฟฟ้า ORC

ในวิทยานิพนธ์ของ Quoilin (2007) ที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC ที่มีลักษณะใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้ ได้ใช้ Coriolis flowmeter มาใช้ ซึ่งพบว่าอุปกรณ์ทำงานได้ดี และไม่มีรายงานปัญหาเกี่ยวกับการวัดอัตราการไหล โดย Coriolis flowmeter ที่ใช้มีความคลาดเคลื่อนเพียง 0.05% และสามารถหาค่าเฉลี่ยของอัตราการไหลในกรณีที่เกิด pulsation flow ได้อย่างแม่นยำโดยคาดว่าหากเปลี่ยนเครื่องมือวัดอัตราการไหลจาก rotameter มาเป็น Coriolis flowmeter ปัญหาดังกล่าวจะหายไป

อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยได้สำรวจราคาของเครื่องมือวัดนี้ พบว่ามีราคาประมาณ 100,000 บาท เทียบกับตัวปัจจุบันซึ่งมีราคา 23,000 บาท หากมีทุนสนับสนุนงานวิจัยเพิ่มเติมคาดว่าจะได้ทำการแก้ไขปัญหาดังกล่าวต่อไป ไม่ว่าจะด้วยการเปลี่ยน pump หรือเปลี่ยนเครื่องมือวัดอัตราการไหลให้ดีขึ้น



บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

งานวิจัย“การออกแบบชุดทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัวสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี ขนาด 1 กิโลวัตต์” มีจุดประสงค์ของงานวิจัย เพื่อพัฒนาชุดทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัว สำหรับโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW และเพื่อทดสอบ expander ประเภท scroll ที่ดัดแปลงมาจาก compressor รถยนต์ ที่ผลิตอยู่ในประเทศไทย สามารถสรุปผลการวิจัยได้ดังนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้จะแบ่งการสรุปเป็น 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนของการออกแบบโรงไฟฟ้า และส่วนของการทดสอบสมรรถนะของเครื่องกังหันและโรงไฟฟ้า โดยมีเนื้อหาดังต่อไปนี้

5.1.1 การออกแบบโรงไฟฟ้า

โรงไฟฟ้า ORC ที่สร้างเสร็จสามารถปรับเงื่อนไขการทำงานของโรงไฟฟ้าได้หลายตัวแปร ในส่วนของแหล่งความร้อน สามารถปรับตั้งอุณหภูมิได้ 100-150°C และยังสามารถทำสูงขึ้นไปอีกได้ถึง 200°C เนื่องด้วยใช้ตัวกลางพาความร้อนที่เป็นน้ำมันมีจุดเดือด 354°C และสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำมันร้อนได้ในช่วง 0-0.5 kg/s

ในส่วนโรงไฟฟ้าสามารถปรับอัตราการไหลของสารทำงาน ได้โดยใช้ inverter ซึ่งสามารถควบคุมความถี่ในการจ่ายกระแสไฟฟ้าเข้าสู่ pump ได้ตั้งแต่ 0-50 Hz ซึ่งทำให้ pump สามารถใช้งานที่ความเร็วรอบตั้งแต่ 0-2000 rpm ได้ สร้างอัตราการไหลของ R245fa ได้ในช่วง 0-82 g/s

ระบบทิ้งความร้อนสามารถปรับได้ 3 รูปแบบได้แก่ 1. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้น้ำประปา ซึ่งอุณหภูมิ น้ำมีค่าประมาณ อุณหภูมิบรรยากาศ มีอัตราการไหลที่ 27-35 LPM 2. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower สามารถทำอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นได้ต่ำกว่าน้ำประปา ทำอุณหภูมิลงมาต่ำได้ถึง 17°C ในสภาพอากาศที่เหมาะสม 3. ระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ cooling tower + IEC ซึ่งสามารถทำอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นได้ต่ำกว่า cooling tower ประมาณ 1°C

นอกจากนี้โรงไฟฟ้ายังมีอุปกรณ์สนับสนุนการทำงานเพิ่มเติม เช่น recuperator, subcooler และ receiver เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน ระบบวาล์วต่าง ๆ เพื่อใช้สำหรับการซ่อมบำรุงต่าง ๆ เช่นการถอดเปลี่ยน expander การเติมสารทำงาน การ bypass ข้ามอุปกรณ์ รวมไปถึง

การเปลี่ยน configuration ของโรงไฟฟ้าระหว่างแบบ simple และแบบมี recuperator ได้ โดยถูกออกแบบมาให้ใช้งานสารทำงาน R245fa

ด้วยความสามารถในการปรับค่าต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้าที่ได้กล่าวมาทำให้ชุดทดสอบ expander ที่เป็นโรงไฟฟ้า ORC นี้สามารถปรับเงื่อนไขการทำงานให้เหมาะสมกับการทดสอบเครื่องกังหันแบบขยายตัวได้ครอบคลุม

นอกจากนี้ชุดทดลองยังได้ออกแบบให้สามารถเปลี่ยน expander เพื่อนำมาทดสอบได้หลายชนิดโดยมีการติดตั้ง service valve และท่อ stainless hose โดยจากการวิจัยได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ซึ่งดัดแปลงมาจาก compressor รัถยนต์ 2 ตัว ได้แก่ Sanden TRSA09 และ Sanden TRSA11 ได้โดยมีการดัดแปลงฐานวางเล็กน้อย และยังสามารถเพิ่มเติมอุปกรณ์ check valve เข้าไปเพื่อศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้ง ซึ่งผลลัพธ์ดังนี้

5.1.2 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องกังหันและโรงไฟฟ้า

ชุดทดลองยังได้ออกแบบให้สามารถเปลี่ยน expander เพื่อนำมาทดสอบได้หลายชนิดโดยมีการติดตั้ง service valve และท่อ stainless hose โดยจากการวิจัยได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ซึ่งดัดแปลงมาจาก compressor รัถยนต์ 2 ตัว ได้แก่ Sanden TRSA09 ขนาด swept volume 85.7 cc/rev และ Sanden TRSA11 ขนาด swept volume 110 cc/rev ได้โดยมีการดัดแปลงฐานวางเล็กน้อย และยังสามารถเพิ่มเติมอุปกรณ์ check valve เข้าไปเพื่อศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้ง ซึ่งผลลัพธ์ดังนี้

1. อิทธิพลของความเร็วรอบ pump และอุณหภูมิแหล่งความร้อน

Expander สามารถสร้างกำลังงานกลออกมาจากสารทำงานในโรงไฟฟ้าได้สูงสุด 1,926 W ได้ประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าสูงสุดที่ 9% และได้กำลังงานกลสุทธิหลังหักกำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้ที่ 1,048 W ซึ่งมีความสามารถใกล้เคียงกับ expander แบบซื้อสำเร็จที่มีประสิทธิภาพอยู่ในช่วง 0.5-9.2% เช่นเดียวกัน นอกจากนี้จากการศึกษาอิทธิพลของการปรับความเร็วรอบ pump อิทธิพลของอุณหภูมิแหล่งความร้อน พบว่ากำลังงานกลที่โรงไฟฟ้าสร้างได้แปรผันตามความเร็วรอบ pump และอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้นเป็นไปตามกฎเทอร์โมไดนามิกส์ แต่ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กลับมีแนวโน้มที่แปรผกผันกับความเร็วรอบ pump ที่มากขึ้น เนื่องด้วยปัญหาเรื่องสถานะของสารทำงานที่เป็น mixture

2. อิทธิพลของขนาด expander

จากผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบ scroll expander 2 ตัวที่มี swept volume ต่างกัน พบว่า expander ที่ตัวใหญ่ (110 cc/rev) นั้นทำให้ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าอยู่ในช่วง 37-76% มีกำลังงานกลสุทธิอยู่ในช่วง 370-1,048 W ซึ่งพลังงานกลที่ได้มีค่าสูงขึ้นประมาณ 300-500 W

เมื่อเทียบกับตัวเล็ก (85.7 cc/rev) ขณะที่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 6% เมื่อเทียบกับ scroll expander ตัวเล็กโดยสรุปได้ว่า scroll expander ตัวใหญ่มีสมรรถนะสูงกว่าตัวเล็กในทุกด้าน

3. อิทธิพลของการติด check valve

จากนั้นได้ศึกษาอิทธิพลของการติด check valve ก่อนเข้าและหลังออกจาก expander พบว่าการติด check valve เข้าไปทำให้ได้ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีค่า pressure ratio ใกล้เคียงค่าออกแบบมากขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นที่ 18% แต่พบว่ากำลังงานกลสุทธิที่ได้มีค่าลดลงประมาณ 100-200 W โดยเรียงลำดับจากกำลังงานกลมากไปน้อยได้ดังนี้ 1. กรณีไม่ติด check valve ได้กำลังงานกลสุทธิที่ 370-1,048 W, 2. กรณีติดหลังออก expander ได้กำลังงานกลสุทธิที่ 307-959 W และ 3. กรณีติดก่อนเข้า expander ได้กำลังงานกลสุทธิ 271-865 W สาเหตุได้กำลังงานกลสุทธิลดลงเนื่องจากการขวางการไหลเพิ่มขึ้นจากอุปกรณ์ check valve ทำให้เกิด pressure loss ในระบบมากขึ้นทำให้สารทำงาน R245fa เกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานบางส่วนเมื่อผ่าน check valve ซึ่งงานที่เพิ่มขึ้นจากประสิทธิภาพ expander นั้น ไม่คุ้มกับงานที่สูญเสียไปกับ pressure loss กำลังงานกลสุทธิจึงได้น้อยลง

4. อิทธิพลของแหล่งทิ้งความร้อน

นอกจากนี้ยังได้ทดลองเปรียบเทียบระบบทิ้งความร้อนจากโรงไฟฟ้าทั้ง 3 แบบ 4 ระบบ โดยเรียงตามกำลังงานกลที่ได้จากมากไปน้อยได้ผลดังนี้

1. แบบที่ใช้น้ำประปาเดือนสิงหาคม ได้อุณหภูมิน้ำที่ 28.4-29°C ได้กำลังงานกลสุทธิที่ 539-1,048 W มีประสิทธิภาพ expander ที่ 49-77% มีประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 8.8-9.4% และได้ค่า r_p อยู่ที่ 3.71-4.15

2. แบบที่ใช้น้ำประปาเดือนพฤศจิกายน ได้อุณหภูมิน้ำที่ 26.5°C ได้กำลังงานกลสุทธิที่ 394-1,030 W ประสิทธิภาพ expander ที่ 59-72% มีประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 6.8-8.9% และมีค่า r_p อยู่ที่ 4.45-5.84

3. แบบที่ใช้ cooling tower ได้อุณหภูมิน้ำที่ 16.9-18.6°C ได้กำลังงานกลสุทธิ 402-1,029 W มีประสิทธิภาพ expander ที่ 43-71% ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 6.8-8.7% และมีค่า r_p อยู่ที่ 5.6-6.6

4. แบบที่ใช้ cooling tower + Indirect Evaporative Cooling ได้อุณหภูมิน้ำที่ 16.9-17.9°C ได้กำลังงานกลสุทธิ 452-1,024 W ประสิทธิภาพ expander ที่ 35-65% ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 7.7-8.8% และมีค่า r_p อยู่ที่ 5.2-6.8

จะเห็นว่าระบบทิ้งความร้อนจะส่งผลโดยตรงต่อ r_p ซึ่งจากการศึกษานี้ ค้นพบว่า r_p เหมาะสมสำหรับ expander ตัวนี้คือ 4 โดยระบบทิ้งความร้อนที่ทำได้คือน้ำประปาในเดือนสิงหาคม

โดยสอดคล้องกับข้อสรุปในการศึกษาของ Weiß (2015) ซึ่งพบว่าค่า r_p ที่เหมาะสมสำหรับ expander ชนิด scroll คือช่วงที่ต่ำกว่า 5

จากที่กล่าวมาทั้งหมด จะเห็นว่าชุดโรงไฟฟ้ามีความสามารถในการปรับเงื่อนไขการทำงาน ให้เหมาะสมการสภาพแวดล้อมของประเทศไทย และให้เข้ากันได้กับอุปกรณ์ expander ซึ่งดัดแปลง จากคอมเพรสเซอร์รถยนต์ซึ่งถูกผลิตในไทยได้อย่างดี โดยพิสูจน์แล้วว่า expander นี้สามารถใช้ แทนที่ expander ชื่อสำเร็จที่มีราคาสูงกว่า 20 เท่า ได้ ช่วยให้โรงไฟฟ้ามีราคาลงทุนถูกลงและมีความคุ้มค่าที่จะลงทุนมากขึ้น

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. จากผลการทดสอบแม้ว่าระบบทั้งความร้อนแบบ cooling tower และ cooling tower + IEC จะสร้างกำลังงานกลได้น้อยกว่าน้ำประปาซึ่งดีกว่าเพราะให้ค่า r_p ที่ต่ำตามช่วงที่ scroll expander ต้องการ แต่ด้วยค่า r_p ที่ระบบทั้งสองทำได้สูงกว่าน้ำประปาในช่วง 5.2-6.8 นั้นมีศักยภาพที่จะนำไปใช้กับ expander ชนิดอื่น ๆ ที่ต้องการค่า r_p สูงได้ เช่นแบบ screw หรือ piston ซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางในการวิจัยต่อไปได้
2. จากงานวิจัยของ Twomay (2015) และ Xi et al. (2019) ได้มีการทดสอบ scroll expander ขนาด 66 และ 86 cc/rev พบว่าตัวขนาด expander ที่มีขนาดใหญ่กว่าจะให้กำลังงานกลที่สูงกว่าและในงานวิจัยนี้จึงได้ต่อยอดด้วย expander ขนาด 110 cc/rev โดยพบว่าดีกว่าขนาดเล็ก แนวทางในการศึกษาถัดไปจึงควรหา expander ตัวที่มีขนาดใหญ่กว่า 110 cc/rev มาเพื่อหา expander ศักยภาพสูงสุดในย่านโรงไฟฟ้าขนาดประมาณ 1 kW
3. การใช้ระบบการต่อท่อแบบขันเกลียวซึ่งนิยมใช้ทั่วไปในท้องตลาดกับโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กจะต้องคำนึงเรื่องการรั่วของสารทำงานออกจากระบบท่อเป็นอย่างมาก จากประสบการณ์ของผู้วิจัย จุดเด่นของระบบการต่อท่อในลักษณะนี้คือสามารถหาซื้ออุปกรณ์ได้ง่าย และสะดวกต่อการเปลี่ยนแปลงแก้ไข แต่ยังพบปัญหาการรั่วออกของสารทำงานซึ่งต้องคอยแก้ไขเป็นระยะ ผู้วิจัยจึงแนะนำให้ใช้การต่อท่อโดยการเชื่อม การเข้าหน้าแปลน หรือใช้การตัดหรือบานแพนซ์ท่อทองแดงที่นิยมในระบบปรับอากาศ ซึ่งคาดว่าจะช่วยลดปัญหาการรั่วได้

รายการอ้างอิง

- Abadi, G. B., Yun, E., & Kim, K. C. (2015). Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. *Energy*, 93, 2363–2373. doi: 10.1016/j.energy.2015.10.092 Access on 12/5/2019.
- Abu-Khader, M. M. (2012). Plate heat exchangers: Recent advances. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), 1883-1891. doi:10.1016/j.rser.2012.01.009
- Ahmadi, M. H., Ashuri, M., & Feidt, M. (2014). Performance Analysis of Organic Rankine Cycle Integrated with a Parabolic Through Solar Collector. *Proceedings of The 4th World Sustainability Forum*. doi:10.3390/wsf-4-e014
- Aoun B., Clodic D., (2008). Theoretical and Experimental Study of an Oil-Free Scroll Vapor Expander. In *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 14-17 July 2014*.
- Bianchi, G., Fatigati, F., Murgia, S., Cipollone, R., & Contaldi, G. (2016). Modeling and Experimental Activities on a Small-scale Sliding Vane Pump for ORC-based Waste heat Recovery Applications. *Energy Procedia*, 101, 1240-1247. doi:10.1016/j.egypro.2016.11.139
- Bracco, R., Clemente, S., Micheli, D., & Reini, M. (2013). Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle). *Energy*, 58, 107–116. doi: 10.1016/j.energy.2012.12.016
- Bronicki L.Y. (1988). Experience with high speed organic Rankine cycle turbo-machinery. *Conference on high speed technology, Lappeenranta Finland, 21-24 August 1998*, pp. 47-61.
- Chang, J.-C., Chang, C.-W., Hung, T.-C., Lin, J.-R., & Huang, K.-C. (2014). Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 73(2), 1444–1452. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.050

- Chang, J.-C., Hung, T.-C., He, Y.-L., & Zhang, W. (2015). Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander. *Applied Energy*, 155, 150–159. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.05.118
- Declaye S., Quoilin S., & Lemont V. (2010). Design and Experimental Investigation of a Small-Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander. In *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 12-14 July 2010*.
- Department of Alternative Energy Development and Efficiency. (n.d.). Annual Alternative Energy Report 2016 Retrieved from <http://webkc.dede.go.th/testmax/node/3420>. Access on 26/9/2017.
- Dickes R., Dumont O., Declaye S., Quoilin S., Bell I., & Lemort V. (2014). Experimental investigation of an ORC system for a micro-solar power plant. In *Proceedings of 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 14-17 July 2014*.
- Eicke A., & Smolen S. (2015). ORC-Demonstration-Plant with 1 kW Scroll Expander–Concept, Design and Operational Experiences. In *Proceedings of ASME ORC 2015–3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, , 12-14 October 2015*.
- Eyerer, S., Eyerer, P., Eicheldinger, M., Sax, S., Wieland, C., & Spliethoff, H. (2017). Material compatibility of ORC working fluids with polymers. *Energy Procedia*, 129, 137-144. doi:10.1016/j.egypro.2017.09.189
- Feng, Y., Hung, T., Wu, S., Lin, C., Li, B., Huang, K., & Qin, J. (2017). Operation characteristic of a R123-based organic Rankine cycle depending on working fluid mass flow rates and heat source temperatures. *Energy Conversion and Management*, 131, 55-68. doi:10.1016/j.enconman.2016.11.004
- Fischer, J. (2011). Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*, 36(10), 6208-6219. doi:10.1016/j.energy.2011.07.041
- Galloni, E., Fontana, G., & Staccone, S. (2015). Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid. *Energy*, 90, 768–775. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.104
- Garg, P., Orosz, M. S., & Kumar, P. (2016). Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 109, 841–853. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.083

- Ginies, P., Ancel, C., & Gross, D. (2011). Scroll compressors and intermediate valve ports. 7th International Conference on Compressors and Their Systems 2011, 477–488. doi: 10.1533/9780857095350.9.477
- Grundfos data booklet : Shaft seals, Grundfos, USA (2019). [online] URL: <http://net.grundfos.com/App/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-5768950.pdf>
- Hærvig J., Sørensen K. and Condra T. J. (2016). Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. *Energy*, Vol. 96, pp. 592-602.
- He C., Liu C., Gao H., Xie H., Li Y., Wu S., and Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, Vol. 38(1), pp. 136-143.
- Hinlailoed T. & Koonsrisuk (2017). Design of a small scale ORC prototype. In Proceedings of Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT), Chiang-Mai, Thailand, 31 May – 2 June 2017.
- Hinlailoed T. & Koonsrisuk (2019). Performance Comparison of a Subcritical, Supercritical and Trilateral Organic Rankine Cycles for a Heat Source Temperature of 60 – 90°C. In Proceedings of 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Nakhonratchasima, Thailand, 30 September 2019.
- Hung, T., Shai, T., & Wang, S. (1997). A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7), 661–667. doi: 10.1016/s0360-5442(96)00165-x
- Jung, H.-C., Taylor, L., & Krumdieck, S. (2015). An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid. *Energy*, 81, 601–614. doi: 10.1016/j.energy.2015.01.003
- Kim, H. J., Ahn, J. M., Park, I., & Rha, P. C. (2007). Scroll expander for power generation from a low-grade steam source. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(5), 705–711. doi: 10.1243/09576509jpe392
- Kosmadakis, G., Landelle, A., Lazova, M., Manolacos, D., Kaya, A., Huisseune, H., ... Papadakis, G. (2016). Experimental testing of a low-temperature organic Rankine cycle (ORC) engine coupled with concentrating PV/thermal collectors: Laboratory and field tests. *Energy*, 117, 222–236. doi: 10.1016/j.energy.2016.10.047

- Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100–200 Celsius heat sources. *Energy Conversion and Management*, 149, page 140-154.
- Liu, C., Wang, S., Zhang, C., Li, Q., Xu, X., & Huo, E. (2019). Experimental study of micro-scale organic Rankine cycle system based on scroll expander. *Energy*, 188, 115930. doi: 10.1016/j.energy.2019.115930
- Macedo, W. N., Monteiro, L. G., Corgozinho, I. M., Macêdo, E. N., Rendeiro, G., Braga, W., & Bacha, L. (2016). Biomass based microturbine system for electricity generation for isolated communities in amazon region. *Renewable Energy*, 91, 323-333. doi:10.1016/j.renene.2016.01.063
- Manolakos D, Kosmadakis G, Kyritsis S, Papadakis G. (2009). Identification of behavior and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit. *Energy* 2009;34:767–74. doi:10.1016/j.energy.2009.02.008.
- Orosz, M., Mueller, A., Quoilin, S., & Hemond, H.F. (2009). Small Scale Solar ORC system for distributed power. Massachusetts institute of technology. Cambridge, MA: Civil and Environmental Engineering; solar turbine group.
- Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M., & Linke, P. (2010). On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30(6-7), 760-769. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.12.006
- Peterson, R. B., Wang, H., & Herron, T. (2008). Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 222(3), 271–282. doi: 10.1243/09576509jpe546
- Qiu, G., Liu, H., & Riffat, S. (2011). Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3301–3307. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.06.008
- Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., & Riffat, S. .b. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel*, 96, 374–382. doi: 10.1016/j.fuel.2012.01.028

- Quoilin S. (2007). Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications. ElectroMechanical degree thesis (Master degree). University of Liege, Liège, Belgium.
- Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Tatsiopoulos, I. (2009). Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. *Energy Conversion and Management*, 50(3), 674–681. doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.008
- Radulovic, J., & Castaneda, N. I. (2014). On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source. *Energy Conversion and Management*, 88, page 365-371
- Riangvilaikul, B., & Kumar, S. (2010). Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(11), 2241–2250. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.07.020
- Saitoh T., Yamada N., and Wakashima S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 2(4), pp. 708-719.
- Shu, G., Zhao, M., Tian, H., Huo, Y., & Zhu, W. (2016). Experimental comparison of R123 and R245fa as working fluids for waste heat recovery from heavy-duty diesel engine. *Energy*, 115, 756-769. doi:10.1016/j.energy.2016.09.082
- Sun, H., Qin, J., Hung, T.-C., Huang, H., Yan, P., & Lin, C.-H. (2019). Effect of flow losses in heat exchangers on the performance of organic Rankine cycle. *Energy*, 172, 391–400. doi: 10.1016/j.energy.2019.01.131
- Taccani, R., Obi, J. B., Lucia, M. D., Micheli, D., & Toniato, G. (2016). Development and Experimental Characterization of a Small Scale Solar Powered Organic Rankine Cycle (ORC). *Energy Procedia*, 101, 504-511. doi:10.1016/j.egypro.2016.11.064
- Taghaddosi M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In *Proceedings of World Geothermal Congress 2005*, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005.
- Torregrosa, A., Galindo, J., Dolz, V., Royo-Pascual, L., Haller, R., & Melis, J. (2016). Dynamic tests and adaptive control of a bottoming organic Rankine cycle of IC engine using swash-plate expander. *Energy Conversion and Management*, 126, 168-176. doi:10.1016/j.enconman.2016.07.078
- Twomey B. (2015). Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications. School of Mechanical and Mining Engineering (Doctoral degree). University of University of Queensland, Brisbane, Australia.

- Wang, X., Zhao, L., Wang, J., Zhang, W., Zhao, X., & Wu, W. (2010). Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. *Solar Energy*, 84(3), 353–364. doi: 10.1016/j.solener.2009.11.004
- Weiß PA. (2015). Volumetric expander versus turbine – which is the better choice for small orc plants. In Proceedings of 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, 12-14 October 2015.
- Wronski J. (2015). Design and Modelling of Small Scale Low Temperature Power Cycles. Mechanical degree thesis (Doctoral degree). Technical University of Denmark, Denmark.
- Xi, H., Li, M.-J., Zhang, H.-H., & He, Y.-L. (2019). Experimental studies of organic Rankine cycle systems using scroll expanders with different suction volumes. *Journal of Cleaner Production*, 218, 241–249. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.01.302
- Yagoub, W., Doherty, P., & Riffat, S. (2006). Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15), 1604–1610. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.11.021
- Yagli, H., Ko, Y., Ko, A., Grgl, A., & Tandiroglu, A. (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*, 111, 923-932. doi:10.1016/j.energy.2016.05.119
- Yimprasert A., Chaiyat N., & Tavonngamyingskul J. (2015). Analysis of Electricity Cost from 20 kWe Organic Rankine Cycle by Using Biomass in the Northern Thailand. In Proceedings of The 8th Thailand Renewable Energy for Community Conference, Prathum thani, Thailand, 4-6 November 2015.
- Yun, E., Park, H. J., Kim, H. D., Kim, K. C., & Yoon, S. Y. (2014). Experimental Study on the Organic Rankine Cycle Power System Adopting Dual Expanders in Parallel. Volume 3B: Oil and Gas Applications; Organic Rankine Cycle Power Systems; Supercritical CO2 Power Cycles; Wind Energy. doi: 10.1115/gt2014-26767
- Zheng N., Zhao L., Wang XD., Tan YT. (2013). Experimental verification of a rolling piston expander that applied for low-temperature organic Rankine cycle. *Applied Energy* 2013, 112, 1265–1274. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.12.030.

- Zhou, N., Wang, X., Chen, Z., & Wang, Z. (2013). Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. *Energy*, 55, 216–225. doi: 10.1016/j.energy.2013.03.047
- Zhu, J., Chen, Z., Huang, H., & Yan, Y. (2016). Effect of resistive load on the performance of an organic Rankine cycle with a scroll expander. *Energy*, 95, 21–28. doi: 10.1016/j.energy.2015.11.048
- Zywica G., Kicinski J., Kaczmarczyk TZ., Ihnatowicz E., Turzynski T., & Bykuc S. (2015). Prototype of the domestic CHP ORC system: construction and experimental research. In *Proceeding of 3rd International Seminar on ORC Power Systems*, Brussels, Belgium, 12-14 October 2015.





ภาคผนวก ก

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

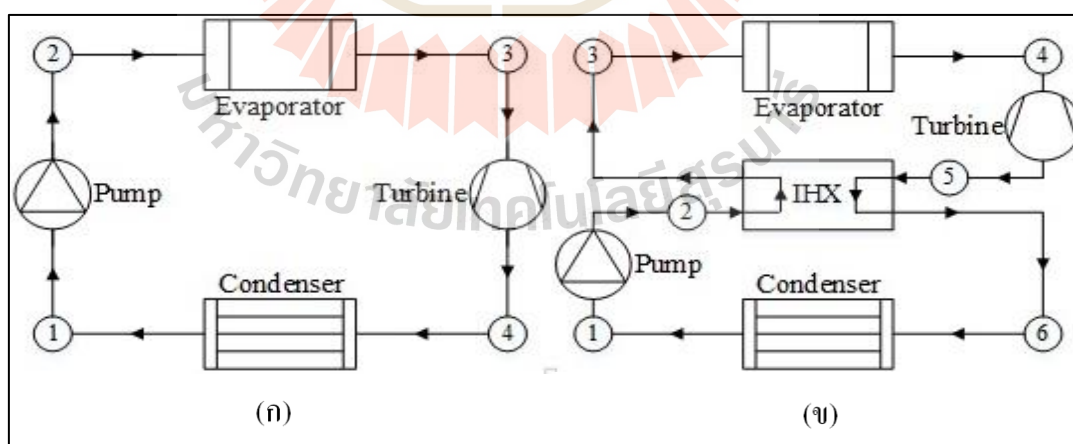
ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้าได้ทำการศึกษาและเผยแพร่ผ่านงานประชุมวิชาการ 2 ครั้ง โดยจะรายงานผลการจำลองบางส่วน แยกตามบทความ ดังต่อไปนี้

ก.1 การออกแบบต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็ก

ในงานวิจัยนี้จึงมีความสนใจที่จะออกแบบ โรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กกำหนดไว้ที่ 1 kW โดยคำนวณสภาวะการทำงานต่างๆ ที่เกิดขึ้น โดยเชื่อมโยงกับ โปรแกรม Refprop โดยเลือกใช้ R245fa เป็นสารทำงานและทำการคำนวณเปรียบเทียบกับ R134a ซึ่งเป็น wet fluid ตัวที่หาง่ายในไทยเพื่อเปรียบเทียบคุณสมบัติทางความร้อน สำหรับอุณหภูมิแหล่งความร้อน (heat source temperature) ที่ใช้จะอยู่ในย่าน 110-150°C เพื่อให้ครอบคลุมอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำพอสมควร ภายใต้งบประมาณที่มีจำกัด โดยผลการคำนวณที่ได้จากงานวิจัยนี้จะนำไปใช้ในการกำหนดขนาดอุปกรณ์ต่าง ๆ ในชุดต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็ก เพื่อทำการจัดซื้อในลำดับการวิจัยถัดไป

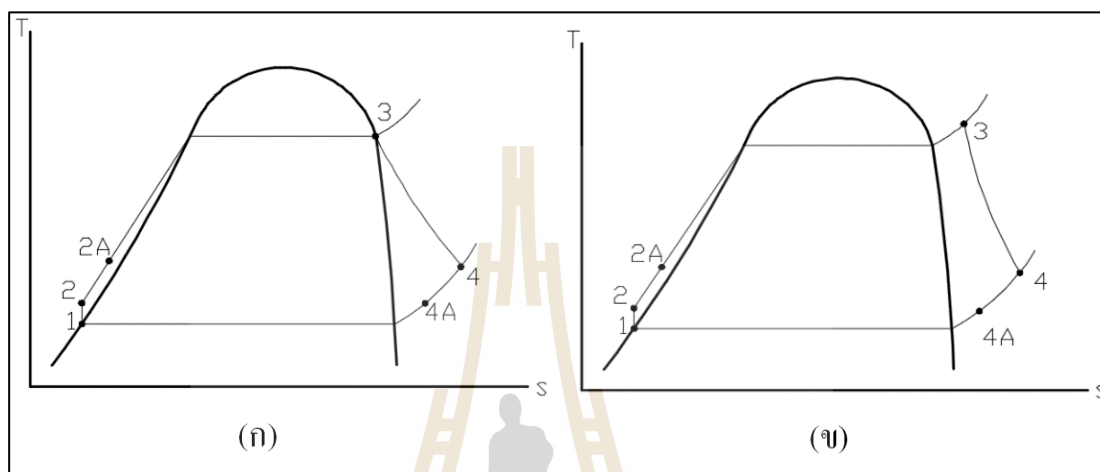
1.1 ลักษณะของระบบและการออกแบบ

ลักษณะของระบบที่ใช้จะมีการจัดวางอุปกรณ์ดังรูปที่ ก.1 โดยในรูป ก.1 ก จะเป็น การจัดวางอุปกรณ์ในลักษณะของ โรงไฟฟ้า ORC ทั่วไป และ ในรูป ก.1 ข จะมีการติดตั้ง Internal heat exchanger, IHX หรือในอีกชื่อหนึ่งคือ recuperator เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบ โดยแทนที่จะทิ้งความร้อนจากสารทำงานหลังจากออกจาก expander แต่นำสารทำงานที่ยังมี อุณหภูมิสูงอยู่ไปอุ่นสารทำงานก่อนที่จะเข้า evaporator ซึ่งจะช่วยให้ประหยัดความร้อนที่จะต้องจ่ายเข้าสู่ระบบ และลดความร้อนที่ต้องทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม



รูปที่ ก.1 (ก) ผังของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย (ข) ผังของโรงไฟฟ้า ORC แบบมี IHX (Recuperator)

ในส่วนของการควบคุมสารทำงานในวัฏจักรในการศึกษานี้จะแบ่งได้เป็น 2 ลักษณะ คือ ควบคุมให้สถานะ ของสารทำงานหลังออกจาก evaporator เป็นไออิ่มตัวพอดี (Saturated vapor) ซึ่งกระบวนการใน T-s diagram จะเป็นดังรูปที่ ก.2 ก และควบคุมสารทำงานให้มีสถานะเป็นไวยิ่งยวด (Superheated vapor) ดังรูปที่ ก.2 ข



รูปที่ ก.2 (ก) T-s diagram saturated ORC (ข) superheated ORC

1.2 การจำลองระบบและเงื่อนไขในการออกแบบระบบ

สำหรับการคำนวณและการจัดการข้อมูลจะใช้โปรแกรม Microsoft excel ร่วมกับโปรแกรม Refprop version 9.1 ในการจัดการ โดยโปรแกรม REFPROP ถูกจัดทำขึ้นโดยองค์กร National Institute of Standards and Technology, NIST ซึ่งเป็นองค์กรนานาชาติที่ทำหน้าที่ความคุมค่ามาตรฐานทางวิทยาศาสตร์ต่าง ๆ ซึ่งได้รับการยอมรับ โดยโปรแกรมนี้สามารถคำนวณหา คุณสมบัติหลายๆชนิดของสาร ได้อย่างแม่นยำ ดังนั้นในการศึกษานี้จะใช้ Refprop ในการคำนวณหาคุณสมบัติของสารที่ถูกใช้ ได้แก่ R245fa, R134a, น้ำ และ ethylene glycol ณ สภาวะต่างๆ

จุดประสงค์ของการศึกษานี้คือการคำนวณสภาวะการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC ซึ่งมีกำลังการผลิตอยู่ 1 kW ใช้สารทำงานเป็น R134a และ R245fa แหล่งความร้อนสามารถปรับค่าอุณหภูมิได้ในช่วง 110-50°C รวมไปถึงเงื่อนไขอื่นๆในการออกแบบซึ่งระบุไว้ในตารางที่ ก.1

ตารางที่ ก.1 เงื่อนไขในการจำลอง

Constraints	Value
Plant size (kW)	1
Working fluid	R134a, R245fa
Heating fluid	Ethylene glycol
Cooling fluid	Water
Maximum allowable Pressure, P_{\max} (MPa)	2
Pinch point temp. ($^{\circ}\text{C}$)	3, 5, 8
Cooling water temp., $T_{\text{cs,in}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	30
Heating oil temp., $T_{\text{hs,in}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	110-150
Working fluid condensing temp., T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	70
Minimum recuperated temp. ($^{\circ}\text{C}$)	50
Turbine and Pump efficiency (%)	60
Minimum initial temp. different between working fluid and source ($^{\circ}\text{C}$)	10

1.3 สมการที่เกี่ยวข้อง

สำหรับสมการที่ใช้ในบทความนี้จะแยกเป็น 2 สมการหลักโดยเป็นสมการประสิทธิภาพรวมของระบบโรงไฟฟ้า 2 กรณี ดังต่อไปนี้
ประสิทธิภาพของระบบโรงไฟฟ้าอย่างง่ายคำนวณจาก

$$\eta_{\text{th,simple}} = \frac{[(h_4 - h_3) + (h_2 - h_1)]}{h_3 - h_2} \quad (\text{ก.1})$$

- โดยที่ h_1 คือ enthalpy ของสารทำงานในตำแหน่งก่อนเข้า pump (kJ/kg)
 h_2 คือ enthalpy ของสารทำงานในตำแหน่งก่อนเข้า evaporator (kJ/kg)
 h_3 คือ enthalpy ของสารทำงานในตำแหน่งก่อนเข้า turbine (kJ/kg)
 h_4 คือ enthalpy ของสารทำงานในตำแหน่งก่อนเข้า condenser (kJ/kg)

ประสิทธิภาพของระบบโรงไฟฟ้าที่มี IHX คำนวณจาก

$$\eta_{th,IHX} = \frac{[(h_4-h_3)+(h_2-h_1)]}{h_3-h_{2a}} \quad (ก.2)$$

โดยที่ h_{2a} คือ enthalpy ของสารทำงานในตำแหน่งก่อนเข้า IHX (kJ/kg)

1.4 การตรวจสอบความถูกต้อง

เพื่อทำการเช็คการคำนวณและประสิทธิภาพของ REFPROP ว่ามีความแม่นยำหรือไม่ ผู้วิจัยได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องกับงานวิจัยของ Galloni et al. (2015) ซึ่งเป็นผลการทดลองจากการทดสอบจริง โดยทำการตรวจสอบความถูกต้องโดยการปรับเงื่อนไขเริ่มต้นให้เหมือนกันทุกประการ โดยใช้สารทำงาน เป็น R245fa ในการตรวจสอบ ได้ผลดังตารางที่ 3 จะเห็นว่าค่าความคลาดเคลื่อนของ η_{th} ที่ 12.58 % ซึ่งเกิดจากโปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณไม่ได้พิจารณาการสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นจากสารทำงานเคลื่อนผ่านท่อในระบบ ทำให้อุณหภูมิหลังออก expander T_4 มีความคลาดเคลื่อนที่ 28.98 % ทำให้การคำนวณประสิทธิภาพจาก enthalpy ณ ตำแหน่งดังกล่าวผิดพลาด ส่งผลต่อ η_{th} ที่คำนวณได้นั้นเอง อย่างไรก็ตามการคำนวณการสูญเสียในระบบต่างๆ จำเป็นต้องใช้ข้อมูลของชุดทดลองที่มีรายละเอียดสูง และมีความซับซ้อนในการคำนวณ ในเบื้องต้นผู้วิจัยจึงทำการคำนวณภายใต้ข้อมูลที่มี ซึ่งหากไม่นับ 2 ตัวแปรข้างต้น ค่า Error ของผลการคำนวณอื่นๆอยู่ในช่วง 0-2.93% ซึ่งยอมรับได้ จึงยอมรับที่จะใช้การคำนวณชุดนี้ เนื่องจากยังมีความสมจริงอยู่ระดับหนึ่ง

ตารางที่ ก.2 เงื่อนไขในการจำลอง

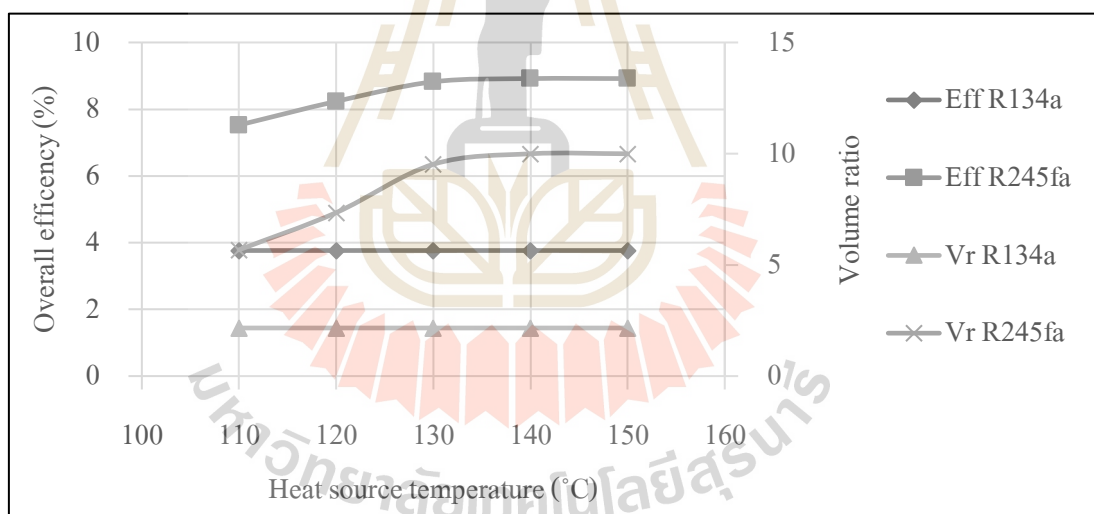
Cases	T_4 (°C)	P_{min} (MPa)	P_{max} (MPa)	m_{wf} (kg/s)	η_{th} (%)	η_{carnot} (%)	Q_{in} (kW)	Q_{out} (kW)
This study	49.528	0.218	0.999	0.0508	10.44	18.68	11.2	10.03
Galloni et al. (2015)	38.4	0.217	0.999	0.052	9.28	18.7	10.88	9.87
Error (%)	28.980	0.267	0	2.27	12.58	0.109	2.929	1.608

1.4 ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล

การศึกษานี้ได้ทำการคำนวณสภาวะการทำงานต่างๆของโรงไฟฟ้า ORC โดยได้ปรับค่าอุณหภูมิของแหล่งความร้อน เปลี่ยนชนิดของสารทำงาน ศึกษาอิทธิพลของการเพิ่ม IHX ผลของการทำ superheated และผลกระทบของการปรับ pinch point temperature โดยจะทำการแจกแจงที่ละหัวข้อดังนี้

1.4.1 อิทธิพลของการเปลี่ยนอุณหภูมิแหล่งความร้อน

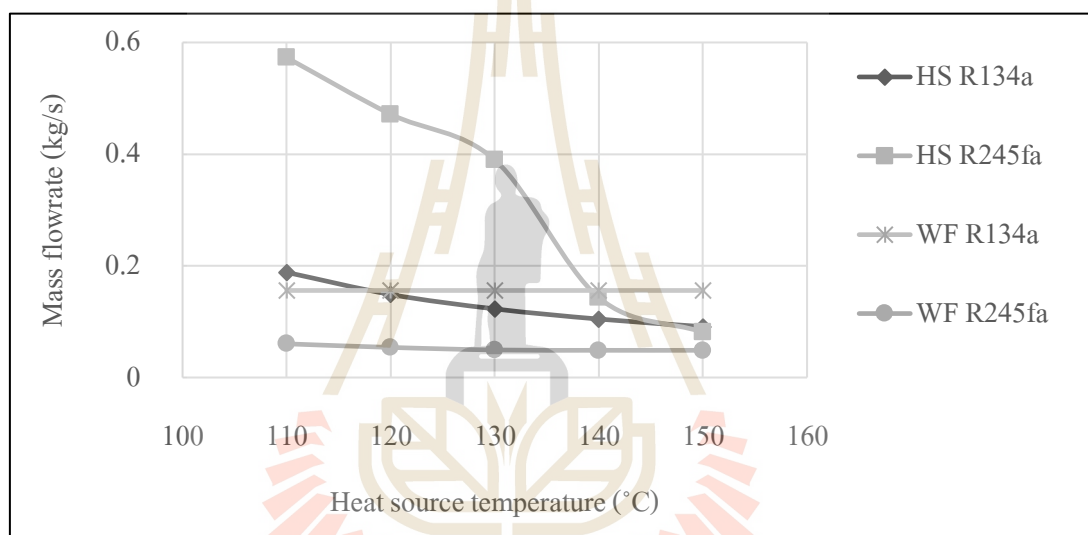
ในหัวข้อนี้ได้ทำการคำนวณโดยใช้วัฏจักรแบบ saturated vapor โดยใช้ทั้ง R134a และ R245fa เพื่อเปรียบเทียบกัน ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนตั้งแต่ 110, 120, 130, 140 และ 150 °C และยอมให้สารทำงานมีความดันสูงสุดได้ 2 MPa และ อุณหภูมิสูงสุดเท่ากับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ลดด้วย 10 °C เพื่อควบคุมความดันในระบบไม่ให้เกินค่าที่อุปกรณ์รับได้ และเพื่อรักษาผลต่างอุณหภูมิต่างสารให้สามารถเกิดการถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยจะได้ผลลัพธ์รูปที่ ก.3, ก.4 และ ก.5



รูปที่ ก.3 η_{th} & V_r vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน

จากรูปที่ ก.3 จะเห็นว่า ประสิทธิภาพของ R134a มีค่าคงที่อยู่ที่ 3.76 % เนื่องจาก R134a เป็นสารทำงานที่มีจุดเดือดปกติ (Normal boiling point) ต่ำ โดยจะมีความดันถึงขีดจำกัดของระบบ 2 MPa ที่อุณหภูมิ T_3 ก่อนเข้า expander อยู่ที่ 67.48 °C ในสถานะ saturated vapor ต่างจาก R245fa ที่มีจุดเดือดสูงกว่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิ T_3 ได้เรื่อยๆ ประสิทธิภาพทางความร้อน η_{th} จึงสามารถเพิ่มได้ จนกระทั่งมีความดันในระบบเท่ากับ 2 MPa ที่ 121.9 °C ณ อุณหภูมิแหล่งความร้อน $T_{hs,in}$ เท่ากับ

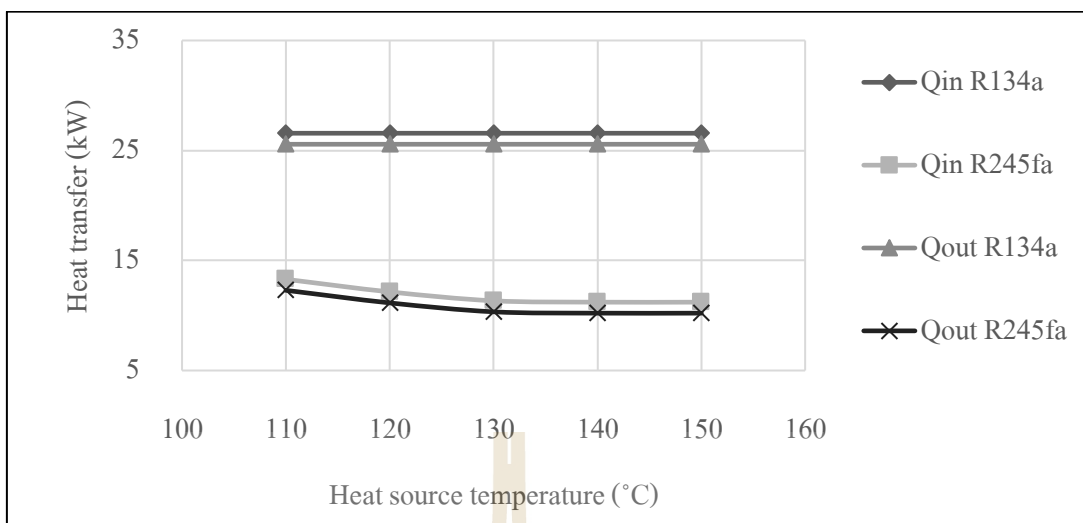
140°C จะมี η_{th} คงที่เท่ากับ 8.92 % ซึ่ง การเพิ่ม $T_{hs,in}$ มากขึ้นไปกว่าตำแหน่งที่ทำให้เกิดความดันสูงสุดระบบแล้วนี้ จะไม่สามารถเพิ่ม η_{th} ของระบบได้อีก หากยอมให้สารทำงานเพิ่มอุณหภูมิจะทำให้สารทำงานจะมีความดันสูงเกินขีดจำกัดหรือไม่ก็กลายเป็น superheated vapor ซึ่งไม่อยู่ในเงื่อนไขที่ต้องการ อย่างไรก็ตาม การเพิ่ม $T_{hs,in}$ หลังจากความดันถึงขีดจำกัดจะช่วยลดอัตราการไหลของแหล่งความร้อนที่ต้องการ แทนซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ ก.4 เพราะว่าเมื่อ T_3 ของสารทำงานในวัฏจักรเป็นค่าคงที่ เมื่อเพิ่ม $T_{hs,in}$ จะทำให้ผลต่างอุณหภูมิมิบริเวณที่แลกเปลี่ยนความร้อน ΔT สูงขึ้นนั่นเองจากความสัมพันธ์ $\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{hs} c_p \Delta T$ เมื่อ \dot{Q}_{in} ที่ต้องการเท่าเดิม ΔT ที่เพิ่มจะทำให้ \dot{m}_{hs} ที่ต้องการลดลง



รูปที่ ก.4 \dot{m} vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน

สำหรับ Volume ratio ในรูปที่ ก.3 แกนตั้งฝั่งขวาคือสัดส่วนการขยายตัวของอัตราการไหลเชิงปริมาตร ซึ่งยิ่งเยอะหมายความว่า การไหลที่ผ่าน expander ยังมีความคล่องตัวและเหมาะสมสำหรับ expander ที่มีสัดส่วนการขยายสูงๆ ซึ่งพบว่า R134a จะให้ค่าอัตราการไหลที่สูงกว่า R245fa ประมาณ 3 เท่า แต่สัดส่วนการขยายต่ำกว่าประมาณ 4 เท่า ซึ่งลักษณะเฉพาะแบบนี้ทำให้ 2 สารทำงานนี้เหมาะสมสำหรับ expander ที่ต่างชนิดกันซึ่งต้องพิจารณาใช้ไปกรณี ๆ ไป

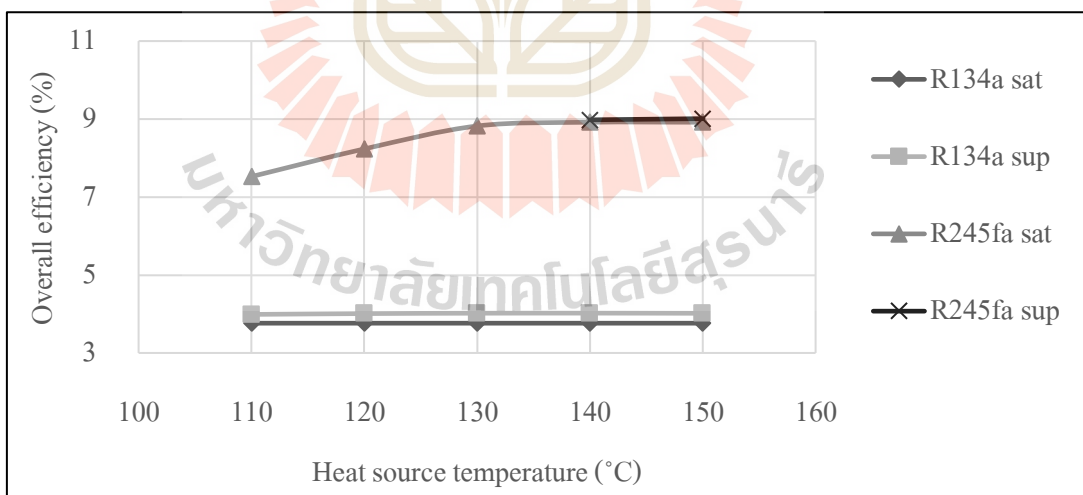
สำหรับความร้อนที่ถ่ายเทในระบบในรูปที่ ก.5 ในกรณีของ R134a จะมีความต้องการในการรับและทิ้งความร้อนมากกว่า R245fa เนื่องจากอัตราการไหลของสารทำงานที่ R134a ต้องการมีค่าสูงกว่า R245fa 3 เท่าโดยประมาณ ความร้อนที่ต้องการได้ และทิ้งในระบบจึงมากกว่า



รูปที่ ก.5 \dot{Q} vs. T_{hs} ของแต่ละสารทำงาน

1.4.2 อิทธิพลของการทำวัฏจักรไอน้ำยิ่งยวด

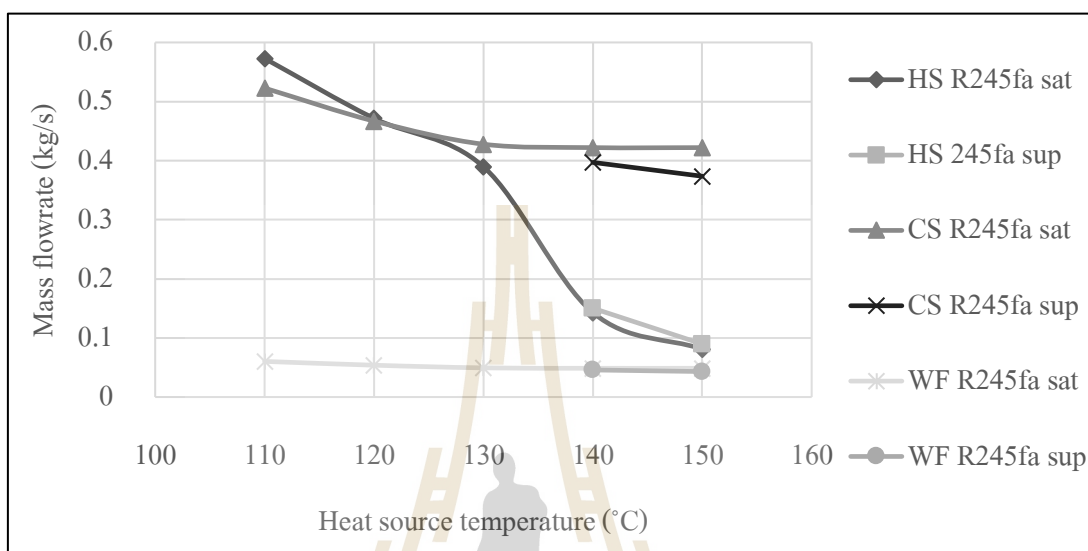
ในหัวข้อนี้จะทำการเปรียบเทียบวัฏจักรแบบ saturated vapor และแบบ superheated vapor โดยใช้ทั้ง R134a และ R245fa โดยได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ ก.6 และ ก.7



รูปที่ ก.6 η_{th} vs. T_{hs} ของแต่ละวัฏจักร

จากรูปที่ ก.6 การทำ superheated สามารถทำให้ทั้ง 2 สารทำงานมีประสิทธิภาพสูงขึ้นได้ในกรณี R134a เพิ่มขึ้นประมาณ 0.22 % R245fa เพิ่มได้ 0.09 % สาเหตุเนื่องจากในวัฏจักรของสาร

ทำงานสามารถใช้อุณหภูมิได้สูงกว่ากรณี saturated ทำให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น แต่จากข้อมูลในกราฟในกรณีของ R245fa พบว่าข้อมูลแสดงแค่ 2 จุด ณ 140 และ 150°C เนื่องจากอุณหภูมิแหล่งความร้อนต้องสูงกว่า 140°C สารทำงานในระบบจึงเป็น superheated ได้นั่นเอง

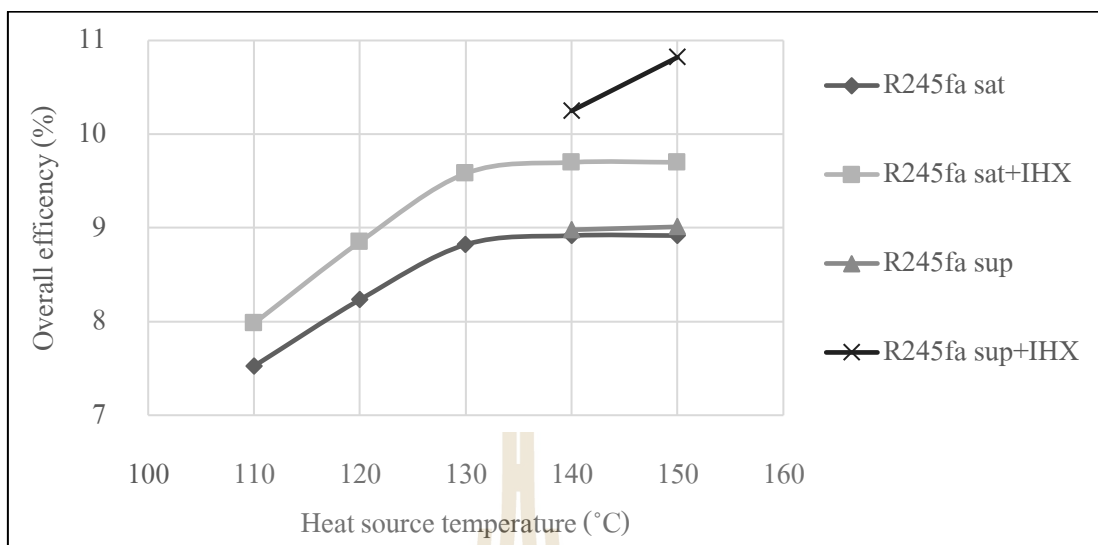


รูปที่ ก.7 \dot{m} vs. T_{hs} ของแต่ละวัฏจักร

ข้อมูลในรูปที่ ก.7 แสดงอัตราการไหลของแหล่งความร้อน, สารทำงาน และน้ำหล่อเย็นในระบบพบว่า เมื่อทำให้วัฏจักรเป็นแบบ superheated ความต้องการอัตราการไหลทุกตัวมีค่าลดลง สาเหตุเพราะประสิทธิภาพของระบบที่สูงขึ้น การผลิตไฟฟ้า 1 kW ก็จะใช้ทรัพยากรน้อยลง ซึ่งคือความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ระบบนั่นเอง ทำให้มีความต้องการอัตราการไหลของแหล่งความร้อนน้อยลง ส่งผลต่อเนื่องให้อัตราการไหลของสารทำงาน และความร้อนที่ต้องทิ้งออกที่น้ำหล่อเย็นก็น้อยลงเช่นกัน

1.4.3 อิทธิพลจากการติดตั้ง IHX

หัวข้อนี้จะศึกษาการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นระหว่างระบบที่มี IHX และไม่มี IHX ว่าได้ผลลัพธ์แตกต่างกันอย่างไร โดยทำการคำนวณเฉพาะสารทำงาน R245fa และคำนวณทั้งในวัฏจักรแบบ saturated และ superheated โดยผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงในรูปที่ ก.8 และ ก.9



รูปที่ ก.8 η_{th} vs. T_{hs} กรณีที่ติดและไม่ติด IHX

จากกราฟที่ ก.8 จะเห็นว่า การเพิ่ม IHX ในระบบทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้นอย่างชัดเจน ในกรณีของแบบ saturated ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 0.5% และ 1.5% ในกรณี superheated สาเหตุที่การติด IHX ให้ผลที่ดีกว่าในกรณี superheated เกิดขึ้นเพราะในวัฏจักรแบบดังกล่าว มีค่าอุณหภูมิของสารทำงานที่ออกมาจาก expander ที่สูงกว่า ความร้อนที่สามารถดึงมาป้อนให้สารทำงานก่อนเข้า evaporator ก็จะมากขึ้น ซึ่งทำให้ประหยัดความร้อนที่ต้องป้อนเข้า evaporator ซึ่งสามารถเห็นแนวโน้มได้จาก \dot{Q}_{in} และ \dot{Q}_{out} ที่มีค่าลดลงเมื่อติด IHX จากรูปที่ ก.9 เมื่อคำนวณประสิทธิภาพจากสมการที่ ก.2 เมื่อตัวหารของสมการที่เป็นความร้อนที่ป้อนเข้าสู่วัฏจักรมีค่าเล็กลง จะทำให้คำนวณได้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นนั่นเอง

1.4.4 อิทธิพลของการเปลี่ยน Pinch point temperature

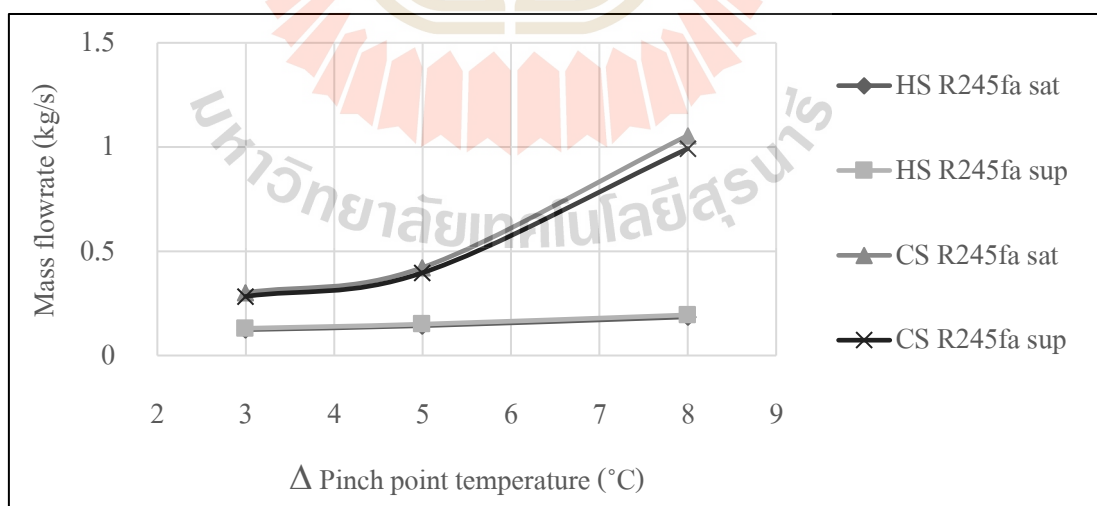
หัวข้อนี้จะทำการปรับ Pinch point temperature ระหว่าง heat source-evaporator และ cold source – condenser ให้มีค่าเท่ากับ 3, 5 และ 7°C (กรณีก่อนหน้านี้ทั้งหมดคำนวณโดยใช้ค่า pinch point เท่ากับ 5°C) โดยใช้สารทำงานเป็น R245fa ทั้งในแบบวัฏจักรไออีมตัว และไออีมยวด โดยผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงในรูปที่ ก.9

จากรูปที่ ก.9 พบว่าการเปลี่ยน pinch point ไม่ส่งผลต่อ η_{th} และ \dot{Q} แต่ส่งผลต่ออัตราการไหลของแหล่งความร้อน และน้ำหล่อเย็น โดยเฉพาะอย่างยิ่งอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น ในทางเทคนิคแล้วถ้า pinch point temperature ระหว่างสารยิ่งสูง จะทำให้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้

ง่ายขึ้น จากความสัมพันธ์ $\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{cs} c_{p,water} (T_{cs,out} - T_{cs,in})$ เพราะ ΔT ระหว่างสารยิ่ง ก็จะขับเคลื่อนให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่านั่นเอง

อย่างไรก็ตามหากเราต้องการให้ pinch point temperature มีค่าสูง หมายความว่าจำเป็นต้องพยายามรักษาผลต่างระหว่างอุณหภูมิของ ของร้อนและเย็นให้มีความมาก ในกรณีของระบบนี้ในกรณีของน้ำหล่อเย็นอุณหภูมิ 30°C ไปรับความร้อนจาก สารทำงานอุณหภูมิ 40°C หากต้องการรักษาผลต่างของอุณหภูมิหรือ pinch point temperature ให้มีค่าเท่ากับ 8°C หมายความว่าน้ำหล่อเย็นขาออกไม่สามารถมีอุณหภูมิสูงกว่า 32°C

เมื่อพิจารณาในทางปฏิบัติ การมี $\Delta T_{pinch\ point}$ ที่สูงจะส่งผลดีต่อการเลือก Heat exchanger จากความสัมพันธ์ $\dot{Q}_{in} = UA\Delta T_{lm}$ จะสามารถใช้ชนิดที่ไม่ต้องมีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงได้ (UA, kW/K) ซึ่งราคาจะถูกลง อย่างไรก็ตาม ในกรณีที่ การมี $\Delta T_{pinch\ point}$ สูงจะทำให้ความต้องการ \dot{m} ของสารสูงแทนซึ่งทำให้งานที่ต้องจ่ายให้ปั๊มสูง โดยงานที่ใช้สำหรับปั๊มจะมีความสัมพันธ์ $P_{pump} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_{pump}}$ ทำให้การเพิ่มขึ้นของ \dot{m} ส่งผลให้งานที่ปั๊มต้องใช้เพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้น ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้ $\Delta T_{pinch\ point}$ เท่ากับ 3 และ 8°C พบว่า 8°C จะใช้งานที่ปั๊มสูงกว่า 3 ถึง 3.3 เท่าโดยประมาณ ซึ่งพบว่า ในการพิจารณา $\Delta T_{pinch\ point}$ ที่เหมาะสมต้องพิจารณาทั้งในความเป็นไปได้ทางด้านปฏิบัติ และด้านเศรษฐศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและลงทุนเริ่มต้น



รูปที่ ก.9 \dot{Q} vs. T_{hs} ใน ΔT_{pinch} ค่าต่าง ๆ

1.5 สรุปผล

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อทำการคำนวณหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสม สำหรับ โรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW ภายใต้ขอบเขตต่างๆ ที่กำหนด ซึ่งการผลการคำนวณสรุปได้ว่า อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เหมาะสมกับการใช้งานกับ R245fa คือช่วงตั้งแต่ 130°C ขึ้นไป ซึ่ง ประสิทธิภาพเริ่มคงที่ประมาณ 9 % และการทำ superheated ยังทำให้ระบบต้องการอัตราการไหล ของทั้งแหล่งความร้อน, สารทำงาน และ น้ำหล่อเย็นที่น้อยกว่า ซึ่งจะทำให้ประหยัดงานที่ต้องจ่าย ให้ปั๊มสำหรับสูบส่งสารทำงานเหล่านี้ด้วย

การติดตั้ง IHX ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้นได้ถึง 10.8 % ในกรณี superheated ประสิทธิภาพที่เพิ่มได้จะน้อยลงในกรณี saturated ซึ่งเพิ่มเฉลี่ย 0.5 % และประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น ได้นั้นจะช่วยลดความต้องการความร้อนที่ต้องจ่ายให้สู่ระบบ ช่วยให้มีประสิทธิภาพโดยรวมไปถึง งานที่ต้องจ่ายให้ปั๊มด้วย

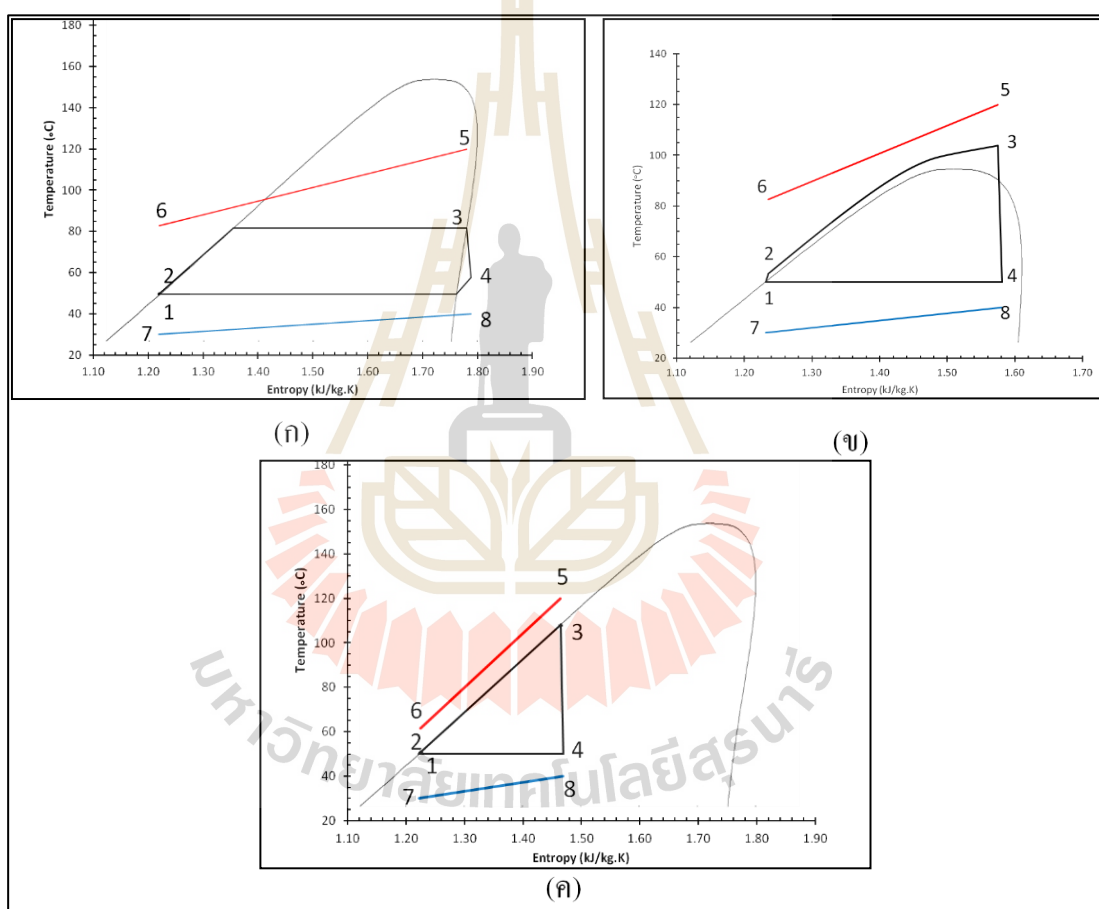
การปรับ pinch point temperature ให้สูงมีข้อดีคือจะทำให้การถ่ายเทความร้อนเกิดได้ดีขึ้น และสามารถใส่ heat exchanger ราคาถูกได้ อย่างไรก็ตามภายใต้เงื่อนไขการคำนวณของเรา หากใช้ pinch point ที่สูงจะทำให้สิ้นเปลืองงานที่ต้องจ่ายให้ปั๊มมากขึ้น ในกรณีน้ำหล่อเย็นสิ้นเปลืองมาก ขึ้นถึง 3.3 เท่า การเลือก pinch point temperature ควรพิจารณาทั้งความเป็นไปได้ทางปฏิบัติและในเชิงเศรษฐศาสตร์

1.6 ความหมายของตัวแปรและสัญลักษณ์

Refprop:	โปรแกรมคำนวณคุณสมบัติต่างๆของสาร
η :	ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร
IHX:	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมภายในระบบ
Eff:	ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร
V_f :	สัดส่วนการไหลเชิงปริมาตร
cs:	น้ำหล่อเย็น
hs:	แหล่งความร้อน
wf:	สารทำงาน
sat:	วัฏจักรแบบไออิ่มตัว
sup:	วัฏจักรแบบไอยิ่งยวด

ก.2 การเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบซับคริติคัล, ซุปเปอร์คริติคัล และ ไตรแลทเทอร์รัล สำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิตั้งแต่ 60-90 องศาเซลเซียส

ในการศึกษานี้มีจุดประสงค์เพื่อหาสถานะที่เหมาะสมกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนและทิ้งความร้อน เพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุด ของโรงไฟฟ้าที่ทั้ง 3 รูปแบบดังรูปที่ ก.10 ได้แก่ (ก) subcritical ORC (ข) supercritical ORC และ (ค) TLC สำหรับส่วนประกอบในโรงไฟฟ้าแบบ subcritical และ TLC จะเป็นไปตามรูปที่ ก.1 ก แต่สำหรับ supercritical จะมีการใส่ IHX เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ดังรูป ก.1 ข



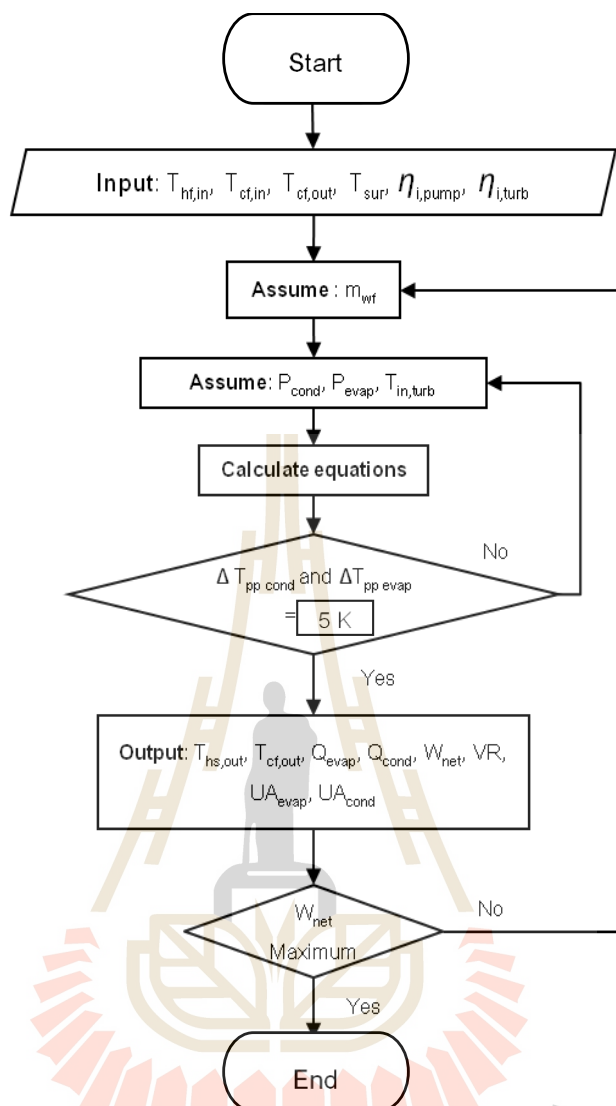
รูปที่ ก.10 (ก) Subcritical ORC (ข) Supercritical ORC และ (ค) Trilateral Rankine Cycle (TLC)

2.1 โปรแกรมและการจำลองระบบ

โปรแกรมที่ใช้จำลองโรงไฟฟ้ามีเป้าหมายเพื่อค้นหาสถานะที่เหมาะสมที่สุดกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และทิ้งความร้อนเพื่อให้ได้งานสุทธิจากโรงไฟฟ้าสูงสุด โดยโปรแกรม MATLAB และคำนวณคุณสมบัติของสารผ่านโปรแกรม REFPROP โดยใช้วิธี search method ที่ชื่อว่า golden section method เพื่อหาจุดเหมาะสมที่สุด โดยจะใช้เงื่อนไขในการ จำลองดังตารางที่ ก.3 เพื่อทำการเคาค่า evaporation pressure (P_{evap}) และ condensation pressure (P_{cond}) ที่เหมาะสมกับ hot water inlet temperature ($T_{\text{hf,in}}$) cooling water inlet temperature ($T_{\text{cf,in}}$) และ pinch point temperature difference (ΔT_{pp}) เพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุด โดย flow chart ของการจำลองจะเป็นไปตามรูปที่ ก.11

ตารางที่ ก.3 ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองทางคณิตศาสตร์

Parameter	Symbol	Value
Hot water inlet temperature ($^{\circ}\text{C}$)	T_5	60-90
Hot water mass flow rate (kg/s)	\dot{m}_{hf}	1
Hot water pressure (kPa)	P_5	100
Cooling water inlet temperature ($^{\circ}\text{C}$)	T_7	25
Cooling water outlet temperature ($^{\circ}\text{C}$)	T_8	T_7+5
Cooling water pressure (kPa)	P_7	100
Pinch point temperature difference (K)	ΔT_{pp}	5
Isentropic efficiency of pump	$\eta_{\text{i,p}}$	0.65
Isentropic efficiency of turbine	$\eta_{\text{i,t}}$	0.85



รูปที่ ก.11 flow chart ของโปรแกรมที่ใช้จำลอง

2.2 การเลือกสารทำงาน

ในบทความนี้จะได้มีการจำลองสารทำงานอยู่ 11 ชนิด โดยการเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับรูปแบบของระบบและอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่ง เพราะส่งโดยตรงผลต่อสมรรถนะของโรงไฟฟ้า ในงานวิจัยนี้ได้ทำการจำลองในย่านอุณหภูมิ 60-90°C จึงทำการเลือกสารทำงานโดยอิงตาม 3 หลักเกณฑ์ดังนี้

1. วัฏจักรแบบ subcritical เลือกตามเกณฑ์ของ He et al. (2012) ซึ่งสารทำงานต้องอุณหภูมิวิกฤติ (T_{crit}) ใกล้เคียงกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน ($T_{hf,in}$)

2. วัฏจักรแบบ supercritical จะเลือกสารทำงานที่มี T_{cri} น้อยกว่า $T_{\text{hr,in}}$ 30-50°C มาใช้ตามเกณฑ์ที่งานวิจัยของ Hærvig et al. (2016)

3. สำหรับ TLC จะมีการเลือกน้ำซึ่งเป็นที่นิยม นอกจากนี้จะมีการเลือกสารทำงานที่เป็นที่นิยมได้แก่ R1234ze และ R245fa เพิ่มเติมลงในรูปแบบวัฏจักร subcritical และ TLC ซึ่งได้ทำการใช้สารทำงานรวมทั้งสิ้น 11 สาร โดยจะแสดงรายละเอียดดังตารางที่ ก.3

ตารางที่ ก.4 รายชื่อและคุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้

สารทำงาน	T_{critical} (°C)	Cycle
Ethane	32.17	supercritical
R41	44.13	subcritical, supercritical
R125	66.02	subcritical
R143a	72.71	subcritical
R32	78.11	subcritical
R115	79.95	subcritical
R1216	85.75	subcritical
Propylene	91.06	subcritical
R1234ze	109.36	subcritical, TLC
R245fa	154.01	subcritical, TLC
Water	373.95	TLC

2.3 สมการที่เกี่ยวข้อง

ในการศึกษานี้มีสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าตัวแปรที่สำคัญในการวิเคราะห์ ดังนี้

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{pump}} \quad (\text{ก.3})$$

โดยที่ \dot{W}_{net} คือ งานสุทธิที่ระบบจะผลิตได้ (W)

\dot{W}_{turb} คือ งานที่ turbine สร้างได้ (W)

\dot{W}_{pump} คือ งานที่ pump ใช้ (W)

$$\eta_{\text{th}} = \dot{W}_{\text{net}} / \dot{Q}_{\text{in}} \quad (\text{ก.4})$$

โดยที่ η_{th} คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้า

\dot{Q}_{in} คือ ความร้อนที่เข้าสู่โรงไฟฟ้า (W)

$$\text{VFR} = \dot{V}_4 / \dot{V}_3 \quad (\text{ก.5})$$

โดยที่ VFR คือ อัตราส่วนปริมาตรการไหลของสารทำงานระหว่าง turbine

\dot{V}_4 คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานหลังออกจาก turbine (m^3/s)

\dot{V}_3 คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานก่อนเข้าสู่ turbine (m^3/s)

$$\Delta T_{\text{LM}} = \frac{(T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,out}}) - (T_{\text{h,out}} - T_{\text{c,in}})}{\log\left(\frac{T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,out}}}{T_{\text{h,out}} - T_{\text{c,in}}}\right)} \quad (\text{ก.6})$$

โดยที่ ΔT_{LM} คือ ค่า log mean temperature ของอุณหภูมิภายใน heat exchanger ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{h,in}}$ คือ อุณหภูมิของสารฝั่งร้อนขาเข้า heat exchanger ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{h,out}}$ คือ อุณหภูมิของสารฝั่งร้อนขาออก heat exchanger ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{c,in}}$ คือ อุณหภูมิของสารฝั่งเย็นขาเข้า heat exchanger ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{c,out}}$ คือ อุณหภูมิของสารฝั่งเย็นขาออก heat exchanger ($^{\circ}\text{C}$)

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{\text{LM}} \quad (\text{ก.7})$$

โดยที่ \dot{Q} คือ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทผ่าน heat exchanger (W)

UA คือ ขนาดของอุปกรณ์ heat exchanger (kW/K)

ตารางที่ ก.5 ผลการตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรมที่ใช้ในการศึกษานี้ เทียบกับงานวิจัยของ Fischer (2011)

Parameter	Subcritical			Supercritical			TLC		
	Fischer	Present study	%Error	Fischer	Present study	%Error	Fischer	Present study	%Error
Working fluid	Cyclopentane		-	Cyclopentane		-	water		-
T1 (K)	311.15	311.132	0.006	358.15	358.354	0.057	311.15	311.150	0.000
T2a (K)	337.65	338.960	0.388	384.29	386.637	0.611	-	-	-
T3 (K)	470	470.547	0.116	529	529.000	0.000	412	412.007	0.002
T4 (K)	357.09	358.694	0.449	401	404.038	0.758	311.15	311.150	0.000
T4a (K)	322.96	322.888	0.022	372.88	372.352	0.142	-	-	-
p1 (kPa)	68.88		-	288.8		-	6.633		-
p3 (kPa)	2546		-	5412		-	350		-
V3 (l/s)	113.7	111.769	1.698	51	51.329	0.646	22.4	22.356	0.198
V4 (l/s)	4824	4936.002	2.322	1778	1799.573	1.213	69896	69878.438	0.025
Q2_2a (kW)	380	413.079	8.705	539	610.628	13.289	-	-	-
η	0.2329	0.230	1.431	0.1863	0.186	0.042	0.1136	0.114	0.035
T6 (K)	372.89	370.277	0.701	394.29	394.347	0.015	321.22	321.219	0.000
Q5_6 (kW)	4294	4356.032	1.445	5368	5365.423	0.048	8800	8799.719	0.003
T8 (K)	301.65	301.840	0.063	348.94	348.937	0.001	301.15	301.150	0.000
Q7_8 (kW)	3309	3356.032	1.421	4368	4365.423	0.059	7800	7799.719	0.004

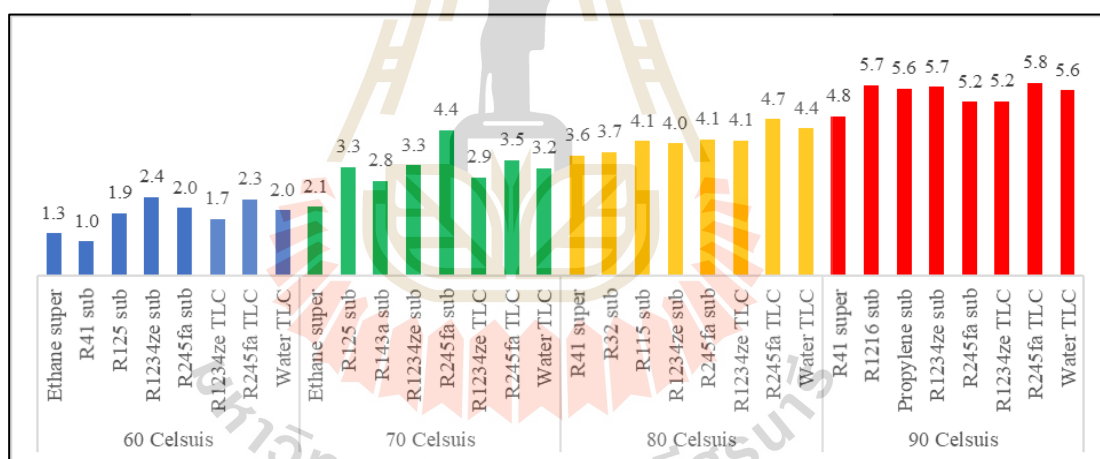
2.4 การตรวจสอบความถูกต้อง

โปรแกรมที่ใช้ในการจำลองถูกตรวจสอบความถูกต้องโดยทำการป้อนค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ จากงานวิจัยของ Fischer (2011) และเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้ในตารางที่ 3 ซึ่งพบว่าความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิตำแหน่งต่างๆ ไม่เกิน 1% ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า, ความร้อนที่ถ่ายเทผ่าน evaporator และ condenser คลาดเคลื่อนสูงสุดไม่เกิน 1.4% จึงสามารถเชื่อมั่นในผลการจำลองจากโปรแกรมว่ามีความถูกต้อง

2.5 ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล

ผลการจำลองจากโปรแกรมจะประกอบด้วยการเลือกสารทำงาน 8 สารในแต่ย่านอุณหภูมิแหล่งความร้อนประกอบไปด้วย subcritical 4 สาร supercritical 1 สาร และ TLC 3 สาร โดยทำการจำลองทั้งหมด 4 อุณหภูมิแหล่งความร้อน ได้แก่ 60, 70, 80 และ 90°C ซึ่งทำให้ได้ผลการจำลองดังนี้

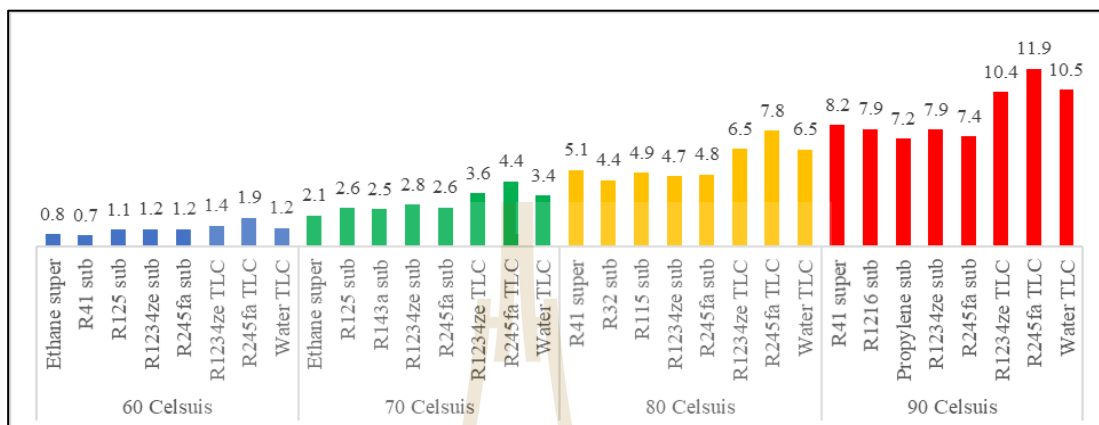
2.5.1 สมรรถนะของโรงไฟฟ้า



รูปที่ ก.12 ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยเปอร์เซ็นต์

จากรูปที่ ก.12 จะแสดงผลการจำลองประสิทธิภาพเชิงความร้อนตามสมการที่ (ก.4) ของสารทำงานทั้ง 11 ตัวที่ทุกช่วงอุณหภูมิ พบว่าในแต่ละช่วงอุณหภูมิจะมีรูปแบบวัฏจักรและสารทำงานที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนแตกต่างกันออกไปเช่นที่แหล่งความร้อน ($T_{hf,m}$) เท่ากับ 70°C พบว่า R245fa subcritical มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 4.4% และตามมาด้วย R245fa TLC 3.5% สาเหตุที่ R245fa subcritical มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่าเนื่องจาก Q_m ซึ่งเป็นตัวหารจากประสิทธิภาพเชิงความร้อนสมการที่ (ก.4) มีค่าน้อย ทำให้เมื่อคำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อน

แล้วจึงได้ค่าออกมามาก โดยกรณี R245fa subcritical เมื่อดูจากอุณหภูมิของน้ำร้อนหลังออกจาก evaporator ($T_{hs,out}$) พบว่าอุณหภูมิอยู่ที่ 55.8°C ซึ่งยังถือว่าอุณหภูมิสูง และยังมีศักยภาพในการผลิตไฟฟ้า โดยเมื่อพิจารณารูปที่ ก.13 ซึ่งแสดงงานสุทธิจากโรงไฟฟ้าประกอบกัน



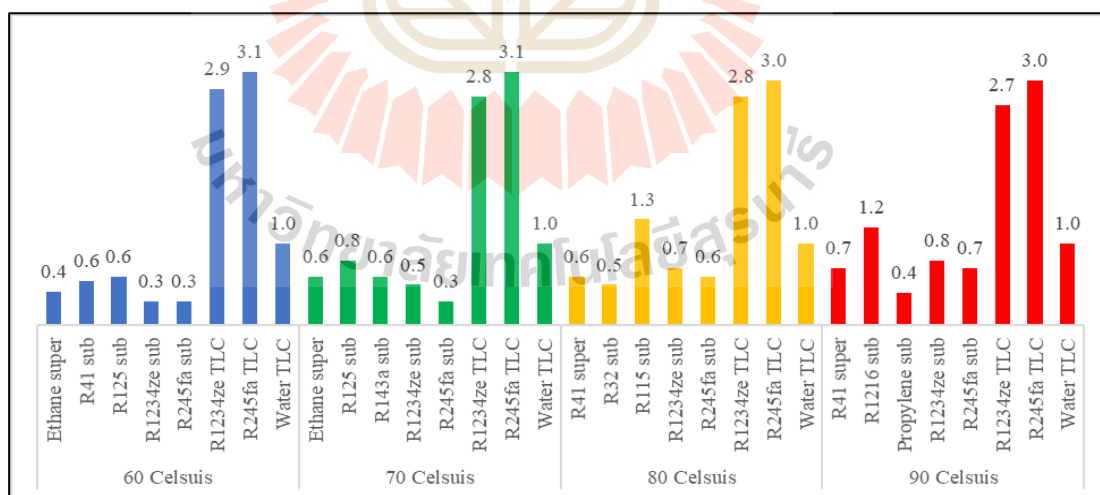
รูปที่ ก.13 งานสุทธิของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยกิโลวัตต์

จะเห็นว่างานที่ได้จาก R245fa subcritical นั้นมีค่า 2.6 kW ในขณะที่ R245fa TLC ได้งานสุทธิสูงสุดในช่วง 70°C ที่ 4.4 kW และมี $T_{hs,out}$ ที่ 40.1°C นั้นหมายความว่า R245fa TLC ดึงความร้อนออกมาจากแหล่งความร้อนมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า

ดังนั้นรูปแบบที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด อาจไม่ใช่รูปแบบที่ให้งานสุทธิสูงสุด ก่อนการออกแบบจึงต้องทำการตัดสินใจว่าเป้าหมายต้องการประสิทธิภาพ หรืองานสุทธิสูงสุด ในงานวิจัยหลายงาน (Taghaddosi, 2005; Saitoh et al., 2007) มักทำการออกแบบโรงไฟฟ้าให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด

จากผลการจำลองของตามรูปที่ ก.13 และ ก.14 จะเห็นว่าสำหรับโรงไฟฟ้าพลังงานทดแทน เช่น ORC มักใช้คู่กับแหล่งความร้อนทิ้ง (waste heat) หรือเชื้อเพลิงที่แทบไม่มีค่าใช้จ่าย เช่น ชีวมวล, ขยะ, ความร้อนใต้พิภพ และกลุ่ม Solar thermal การผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้ากลุ่มพลังงานทดแทน จึงมักจะเน้นไปที่การดึงเอาความร้อนจากแหล่งความร้อนดังกล่าวมาผลิตไฟฟ้าให้ได้สูงสุด มากกว่าที่จะคำนึงถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อน ดังนั้นในการศึกษานี้จึงมีเป้าหมายเพื่อหารูปแบบที่ให้งานสุทธิจากโรงไฟฟ้าสูงสุด

จากรูปที่ ก.13 โดยภาพรวมจะเห็นว่า วัฏจักรแบบ TLC สามารถให้งานสุทธิได้ดีที่สุดในทุกช่วงอุณหภูมิ โดยมีค่ามากกว่ารูปแบบอื่นร้อยละ 20-50 อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณารูปที่ ก.14 สังเกตว่าอัตราการไหลของสารทำงาน R1234ze TLC และ R245fa TLC นั้นมากกว่ารูปแบบอื่นประมาณ 3 เท่า ซึ่งหมายความว่า ขนาดของปั๊มสารทำงานในโรงไฟฟ้าดังกล่าว จะต้องใหญ่กว่า 3 เท่า แต่ในกลุ่ม TLC มีหนึ่งสารทำงานที่ใช้อัตราการไหลไม่สูงคือ Water TLC ที่ใช้อัตราการไหลสารทำงานอยู่ในช่วง 1 kg/s และสามารถให้งานสุทธิเป็นอันดับ 2-3 ในทุก ๆ ช่วงอุณหภูมิเมื่อพิจารณาจากรูปที่ ก.13 ดังนั้น Water TLC จึงเป็นรูปแบบหนึ่งที่น่าสนใจเนื่องจากให้งานสูง และใช้ปั๊มขนาดเล็ก โดยทฤษฎีวัฏจักรของโรงไฟฟ้า ORC แบบ supercritical จะได้งานสุทธิ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่ารูปแบบ subcritical เนื่องด้วยแรงดันและอุณหภูมิของสารทำงานในวัฏจักรที่ทำได้สูงกว่า เช่นในงานวิจัย Yagli et al. (2016) อย่างไรก็ตามพบว่าจากการศึกษานี้ ดังรูปที่ ก.12 และ ก.13 ที่แหล่งความร้อน 60-70°C แบบ supercritical กลับให้งานสุทธิที่น้อยกว่าแบบ subcritical สาเหตุเนื่องจากสารทำงาน Ethane ที่เลือกมาใช้ในรูปแบบ supercritical นั้นมี critical pressure ที่สูงถึง 4.87 MPa ซึ่งปั๊มต้องสร้างแรงดันให้มากกว่าหรือเท่ากับแรงดันดังกล่าวเพื่อให้สารทำงานเข้าสู่สภาวะ supercritical จึงทำให้งานที่ปั๊มใช้มีค่าสูง เมื่อพิจารณาอัตราส่วนงานที่ปั๊มใช้ต่องานที่สร้างได้ที่ turbine (w_{pump}/w_{turb}) จากตารางที่ ก.6 จะเห็นว่าสูงถึง 62.10-67.52% ในขณะที่แบบ subcritical ต้องการแรงดันของสารทำงานไม่เกิน 1 MPa ในย่านอุณหภูมิแหล่งความร้อน



รูปที่ ก.14 อัตราการไหลของสารทำงานของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยกิโลกรัมต่อวินาที

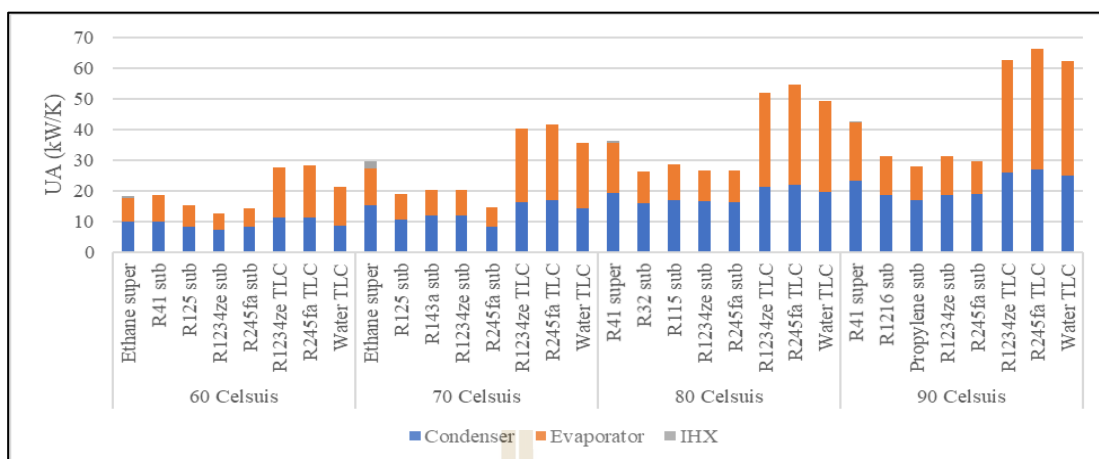
ร้อนเดียวกัน จึงทำให้งานที่ปั๊มใช้มีค่าน้อย โดยมีอัตราส่วนงานที่ปั๊มใช้เพียงร้อยละ 5.89-6.28 จึงทำให้งานสุทธิที่ได้สูงกว่าในย่านอุณหภูมิดังกล่าว

ตารางที่ ก.6 อัตราส่วนงานที่ปั๊มใช้ต่องานที่สร้างได้ที่ turbine

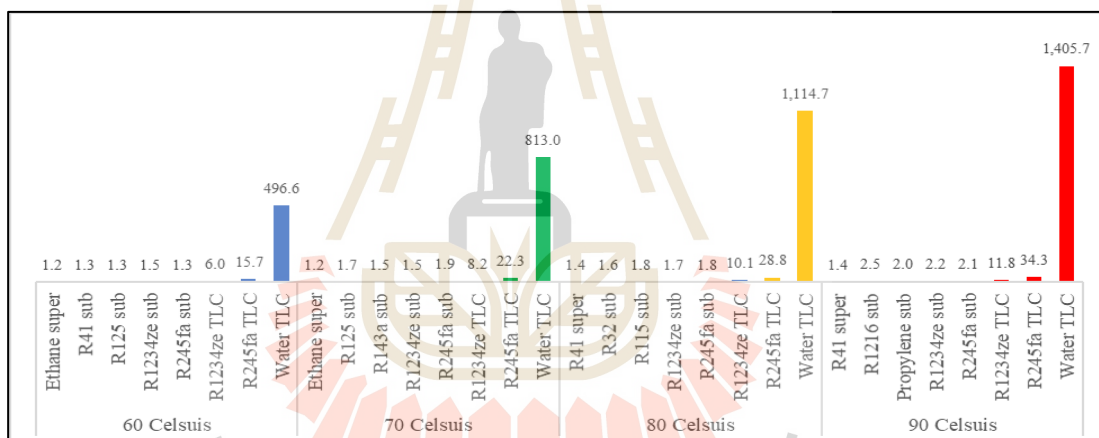
Heat source temp. (°C)	$W_{\text{pump}}/W_{\text{turb}}$ (%)	
	Supercritical	Max. Subcritical
60	67.52	5.89
70	62.10	6.28
80	37.70	16.31
90	34.59	14.58

2.5.2 ขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ

ในการศึกษานี้ได้ใช้ตัวแปร UA ในสมการที่ (ก.6) เป็นตัวแทนขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้แก่ evaporator, condenser และ IHX โดยยิ่ง UA มีค่ามาก หมายความว่าต้องการ Heat exchanger ที่มีขนาดใหญ่ซึ่งทำให้ราคาสูง ในรูปที่ ก.15 UA ที่ได้จะเป็นผลรวมของ UA ของอุปกรณ์ evaporator, condenser และ IHX ทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน และมีการจำแนกสัดส่วนตามสี โดยพบว่า UA นั้นมีแนวโน้มคล้ายกับงานสุทธิที่ได้จากโรงไฟฟ้าในรูปที่ ก.15 คือตัวที่ใช้ UA ใหญ่สุดคือตัวที่ได้งานสุทธิสูงสุด นั่นคือ R245fa TLC และในกลุ่ม TLC พบว่าตัวที่ใช้ UA น้อยที่สุดคือ Water TLC แต่เมื่อเปรียบเทียบกับกลุ่ม TLC กับรูปแบบวัฏจักรอื่นๆ จะเห็นว่าใช้ขนาด heat exchanger รวมใหญ่กว่าแบบ subcritical และ supercritical ร้อยละ 50-140 โดยเมื่อพิจารณาแยกย่อยลงไปเป็นอุปกรณ์ พบว่ากลุ่ม TLC ต้องการ evaporator ที่มีขนาดใหญ่กว่ารูปแบบ subcritical และ supercritical 3 เท่า ซึ่งหมายความว่าหากเลือกใช้ TLC จะมีค่าใช้จ่ายในส่วน of evaporator สูงกว่ารูปแบบ subcritical และ supercritical 3 เท่า ในขณะที่ได้งานสุทธิที่มากกว่าร้อยละ 20-50



รูปที่ ก.15 ค่า UA ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ



รูปที่ ก.16 ค่า VFR ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ

ในการศึกษานี้ได้ใช้ตัวแปร VFR จากสมการที่ (ก.5) เป็นตัวแทนขนาดของ turbine โดยยิ่ง VFR มีค่ามาก หมายความว่าต้องการ turbine ที่มีขนาดใหญ่ซึ่งทำให้ราคาสูงจากรูปที่ ก.16 แสดงค่า VFR โดยพบว่าค่า VFR ของวัฏจักรกลุ่ม subcritical และ supercritical อยู่ในช่วง 1.1-2.2 ในขณะที่กลุ่ม TLC จะมีค่า VFR ในย่านที่สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญเช่น R1234ze TLC อยู่ในช่วง 5.99-11.75, R245fa อยู่ในช่วง 15.74-34.34 และ Water TLC ซึ่งค่าสูงถึง 496-1405 หมายความว่า ขนาดของ turbine ของรูปแบบ Water TLC จะต้องใหญ่กว่ากลุ่ม subcritical และ supercritical ถึง 500-700 เท่า ซึ่งโดยปกติค่า VFR ของกังหันที่ผลิตใช้ทั่วไปจะอยู่ที่ 1.1-2.0 นั้นหมายความว่า หากต้องการใช้

โรงไฟฟ้า TLC จะต้องใช้กังหันที่ขนาดใหญ่ โดยเฉพาะอย่างยิ่งหากใช้ Water TLC ที่ต้องการขนาดใหญ่พิเศษทำให้มีราคาสูง

สรุปคือ TLC เป็นวัฏจักรที่ให้งานสุทธิสูงกว่าวัฏจักรแบบอื่นๆ แต่จะใช้ขนาดของปั๊ม และ evaporator ที่ใหญ่กว่า 3 เท่า และขนาด turbine ที่ใหญ่กว่าอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อต้นทุนเริ่มต้นของการสร้างโรงไฟฟ้า หากต้องการตัดสินใจว่างานสุทธิที่ TLC สร้างได้นั้นคุ้มค่ากับขบวนการลงทุนที่เพิ่มขึ้นหรือไม่ ควรมีการวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ร่วมด้วย เพื่อประกอบการตัดสินใจ

2.3 สรุปผล

ในการศึกษานี้มีจุดประสงค์เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และทิ้งความร้อน เพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุด ของโรงไฟฟ้าที่ทั้ง 3 รูปแบบ โดยพัฒนาโปรแกรม MATLAB และ REFPROP และศึกษาในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อน 60-90°C

พบว่าในการผลิตไฟฟ้าจากโรงไฟฟ้าประเภทพลังงานทดแทนซึ่งเชื้อเพลิงมีราคาถูก ควรคำนึงถึงงานสุทธิที่ได้ มากกว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน และพบว่ารูปแบบที่มีงานสุทธิสูงสุดคือ TLC โดยได้งานสุทธิสูงกว่าแบบอื่นร้อยละ 20-50 โดยรูปแบบที่ให้งานสุทธิสูงสุดในการจำลองนี้ในทุกช่วงอุณหภูมิคือ R245fa TLC

ในส่วนของคุณภาพอุปกรณ์ พบว่าวัฏจักรแบบ TLC ยกเว้น Water TLC มีการใช้ขนาดปั๊มใหญ่กว่าแบบ subcritical และ supercritical ประมาณ 3 เท่า ต้องการขนาดของ evaporator ใหญ่กว่า subcritical และ supercritical ประมาณ 3 เท่า และใช้ขนาด turbine ใหญ่กว่าอย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง Water TLC ซึ่งใช้ใหญ่กว่า subcritical และ supercritical 500-700 เท่า

วัฏจักรแบบ TLC จะให้งานสุทธิสูงสุดจากการจำลอง ในขณะที่ขนาดของอุปกรณ์ที่ใช้ในภาพรวมมักใหญ่กว่า แบบ subcritical และ supercritical ซึ่งทำให้ราคาต้นทุนเริ่มต้นสูงกว่า หากต้องการทราบว่า งานสุทธิที่ได้เพิ่มมาคุ้มค่ากับขบวนการลงทุนที่ต้องจ่ายเพิ่มหรือไม่ ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมในส่วนของการวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ประกอบการตัดสินใจด้วย

ก.3 โค้ดสำหรับการจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้า

การจำลองโรงไฟฟ้า subcritical supercritical และ TLC ได้มีการพัฒนาโค้ดภาษา MATLAB ร่วมกับการใช้โปรแกรม NIST REFPROP สำหรับคำนวณคุณสมบัติของสารทำงาน และหาค่าแรงดันในอุปกรณ์ evaporator condenser และอัตราการไหลของสารทำงานที่เหมาะสมที่สุด สำหรับค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนและแหล่งทิ้งความร้อนที่กำหนด ซึ่งโปรแกรมจะค้นหาสภาวะการทำงานของโรงไฟฟ้าที่ให้กำลังงานสุทธิสูงสุด โดยใช้วิธี golden section search method

โค้ดการจำลองของทั้ง 3 โรงไฟฟ้า มี 3 ฟังก์ชัน ประกอบไปด้วย

1. main function เป็นฟังก์ชันที่ใช้สำหรับการเดาช่วงของอัตราการไหลของสารทำงาน และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานของฟังก์ชันนี้

2. Outer2 function เป็นฟังก์ชันที่ใช้สำหรับการเดาช่วงค่าความดันที่ evaporator และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานฟังก์ชันนี้

3. Outer1 function เป็นฟังก์ชันที่ใช้สำหรับการเดาช่วงค่าความดันที่ condenser และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานฟังก์ชันนี้ และ

4. Inner function เป็นฟังก์ชันที่ใช้ในการคำนวณค่าสมรรถนะของโรงไฟฟ้า เช่น งานของ pump turbine งานสุทธิ และ ประสิทธิภาพทางความร้อน เป็นต้น

ซึ่งทั้ง 4 ฟังก์ชันจะทำงานร่วมกัน 4 modules โดยเริ่มจาก 1 ไป 4 ตามลำดับ โดยจะยกตัวอย่างโค้ดของ TLC เป็น modules โดยสามารถคัดลอกไปวางใน module (m file) ในโปรแกรม MATLAB ได้เลย สำหรับโค้ดจะมีดังต่อไปนี้

3.1 Main function

```

%figure; hold on;
%mdot
a=0; %start of interval mdot wf
b=5; %end of interval mdot wf
epsilon=0.05; %accuracy value
iter=10; %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)- 1)/2; %golden proportion coefficient, around
0.618
k=0; %number of iterations

x1 =a+(1-phi)*(b-a); %computing x values
x2 =a+phi*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cfi] = trilateral_evap_outer2( x1) ;
%computing values in x points
[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cfi]=trilateral_evap_outer2(x2);

%plot(x1,f_x1,'rx') %plotting x
%plot(x2,f_x2,'rx')
k =1;
while((abs(b-a)>epsilon)&& (k<iter))

    if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cfi] = trilateral_evap_outer2( x1) ;
%computing values in x points

[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cfi]=trilateral_evap_outer2(x2);

%
% plot(x1,f_x1,'gx');
else
    a=x1;
    x1=x2;
    x2=a+phi*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su

```

```

m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf] = trilateral_evap_outer2( x1) ;
%computing values in x points

[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x2);

% plot(x2,f_x2,'gx');
end

    k=k+1;
end

%
%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
% sprintf('x_min=%f', x1);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
% plot(x1,f_x1,'go')
%else
% sprintf('x_min=%f', x2);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
% plot(x2,f_x2,'go')
%end
dT_s = f_x1;
mdot = x1;

```



3.2 Outer2 function

```

function
[ dTs,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum
_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,
Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(mdot)
%figure; hold on;
%ค่าPevap
a=300; %start of interval pressure evaporator
b=1000; %end of interval pressure evaporator
epsilon=0.5; %accuracy value
iter=10; %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)- 1)/2; %golden proportion coefficient, around
0.618
k=0; %number of iterations

x1 =a+(1-phi)*(b-a); %computing x values
x2 =a+phi*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf] = trilateral_cond_outer1( x1,mdot) ;
%computing values in x points
[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);

%plot(x1,f_x1,'rx') %plotting x
%plot(x2,f_x2,'rx')
k =1;
while((abs(b-a)>epsilon)&& (k<iter))

    if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf] = trilateral_cond_outer1( x1,mdot) ;
%computing values in x points

[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);
%
% plot(x1,f_x1,'gx');
else
    a=x1;
    x1=x2;

```

```

x2=a+phi*(b-a);

[ f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf] = trilateral_cond_outer1( x1,mdot) ;
%computing values in x points

[ f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,su
m_UAcond,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8
,Epp,Eovr,p_evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);

% plot(x2,f_x2,'gx');
end

    k=k+1;
end

%
%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
% sprintf('x_min=%f', x1);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
% plot(x1,f_x1,'go')
%else
% sprintf('x_min=%f', x2);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
% plot(x2,f_x2,'go')
%end
dTs =f_x1
p_evap =x1;
%end

```



3.3 Outer1 function

```

function
[dTs, Wnet, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum
_UAcond, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8,
Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(p_evap, mdot)
%figure; hold on;
%เดา p_cond
a=50; %start of interval pressure condensor
b=300; %end of interval pressure condensor
epsilon=0.5; %accuracy value
iter=10; %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)- 1)/2; %golden proportion coefficient, around
0.618
k=0; %number of iterations

x1 = a+(1-phi)*(b-a); %computing x values
x2 = a+phi*(b-a);

[f_x1, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x1, p_evap, mdot);
%computing values in x points
[f_x2, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x2, p_evap, mdot);

%plot(x1, f_x1, 'rx') %plotting x
%plot(x2, f_x2, 'rx')
k = 1;
while((abs(b-a)>epsilon)&& (k<iter))
    if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);

[f_x1, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x1, p_evap, mdot);
%computing values in x points

[f_x2, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x2, p_evap, mdot);

% plot(x1, f_x1, 'bx');
else

```

```

a=x1;
x1=x2;
x2=a+phi*(b-a);

[f_x1, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x1, p_evap, mdot);
%computing values in x points

[f_x2, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAc
ond, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8
, Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf]=trilateral_inner(x2, p_evap, mdot);
%
% plot(x2, f_x2, 'bx');
end

k=k+1;
end

%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
% sprintf('x_min=%f', x1);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
% plot(x1, f_x1, 'bo')
%else
% sprintf('x_min=%f', x2);
% sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
% plot(x2, f_x2, 'bo')
%end
dT_s = f_x1;
p_cond = x1;
end

```

3.4 Inner function

```

function
[ dTs, T1, T2, T3, T4, Vdot3, Vdot4, eff, mdot, T5, T6, T7, T8, sum_UAevap, sum_UAco
nd, Wnet, x4, dt_cond, dt_evap, wp, wt, s1, s2, s3, s4, h1, h2, h3, h4, E5, E6, E7, E8,
Epp, Eovr, p_evap, p_cond, mdot_cf] = trilateral_inner(p_cond, p_evap, mdot)
%R1234ze 60 subcritical off-design
%mdot = 3.2;
%Wnet_design = 1e6; % fixed wnet case
%Turbine inlet
%p_evap = 10821;
%p_cond = 57.87;
%
npinch_evap = 10;
%p_cri = REFPROPm('P', 'C', 0, ' ', 0, wf)
%T_cri = REFPROPm('T', 'C', 0, ' ', 0, wf)
wf = 'R245fa';
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Validate condition
T5 = 363.15;
T7 = 298.15;
Tsur = 288.15;
%isen_eff_tur = 0.85;
%isen_eff_p = 0.65;
%CP_hf = 20000;
%CP_cf = 311810;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%superheat case condition
%T5 = 330.15;
%T7 = 301.15;
isen_eff_tur = 0.85;
isen_eff_p = 0.65;
mdot_hf = 1;
cP_hf = REFPROPm('C', 'T', T5, 'Q', 0, 'water');
CP_hf = mdot_hf * cP_hf;
cP_cf = REFPROPm('C', 'T', (2*T7 + 5)/2, 'Q', 0, 'water');
%off-design
%Wnet_design = 1170.99451371482;
%sum_UAevap = 2599.270259;
%sum_UAcond = 6544.93652;
%Cmin_evap = CP_hf;
%NTU_evap = sum_UAevap/Cmin_evap;
%epsilon_evap = 1 - exp(-NTU_evap);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
dTpp_evap = 5;
dTpp_cond = 5;
%dTpp_IHE = 5;

```



```

%effss =0.860; %effectiveness =0.760113 will provide case I of Fischer
%T4a =(1 -effss)*T4 +effss*T2; %effss case
%T4a =T2 +dTpp_IHE; %fix dTpp_IHX occur at lp outlet
%h4a =REFPROPm('h','T',T4a,'P',p4,wf);
%h2a =(h4 -h4a)+h2; %adiabatic condition:eta_IHE =(h2a -h2)/(h4 -h4a) and
let eta_IHE =1:Working fluids for high
%T2a =REFPROPm('T','P',p2,'h',h2a,wf);
%stept_hp =(T2a -T2)/(npinch_evap);
%Thp(1)=T2;
%hhp(1)=h2;
%Thp(npinch_evap+1)=T2a;
%hhp(npinch_evap+1)=h2a;
%Tlp(1)=T4a;
%hlp(1)=REFPROPm('h','T',T4a,'P',p4,wf);
%Tlp(npinch_evap+1)=T4;
%hlp(npinch_evap+1)=REFPROPm('h','T',T4,'P',p4,wf);
%
%for i =2:(npinch_evap)
% Thp(i)=Thp(i-1)+stept_hp;
% hhp(i)=REFPROPm('h','T',Thp(i),'P',p_evap,wf);
% hlp(i)=(hhp(i)-hhp(i-1))+hlp(i-1);
% Tlp(i)=REFPROPm('T','P',p_cond,'H',hlp(i),wf);
%end
%% figure
%%plot(hhp,Thp,hhp,Tlp)
%dT_IHE_v =Tlp -Thp; %IHE case
%% figure
%%plot(hhp,dT_IHE_v)
%dt_IHE =min(dT_IHE_v); %IHE case
%dtIHE =abs(dTpp_IHE -dt_IHE); %IHE case

%Performance
wp =h2 -h1;
wt =h3 -h4;
wnet =wt -wp;
Wnet =mdot*wnet; %run case
%mdot =Wnet/wnet; %validate case fixed Wnet
Vdot3 =1000*mdot/rho3; %Liter/s
Vdot4 =1000*mdot/rho4; %Liter/s
%ratio_Vdot43 =Vdot4/Vdot3;
%qin =h3 -h2a; %IHE case
qin =h3 -h2; %Simple case
%qout =h4a -h1; %IHE case
qout =h4 -h1; %Simple case
eff =wnet/qin;
%
%Qin =mdot*(h3 -h2a); %IHE case
Qin =mdot*(h3 -h2); %Simple case
T6 =T5 -Qin/CP_hf;

```

```

%Thf_out =T6;
Qout =mdot*qout;
%T8 =T7 +Qout/CP_cf;
T8 =T7 +5;
cP_cf =REFPROPm('C', 'T', (2*T7 +5)/2, 'Q', 0, 'water');
mdot_cf =Qout/(cP_cf*(T8 -T7));
%[mdot_cf]=goldenwithfx(mdot, h1, h4, sum_UAcond, cP_cf, T4, T7);
%%mdot_cf =-sum_UAcond/(cP_cf*log(1 -(T8 -T7)/(T4 -T7)));
CP_cf =mdot_cf*cP_cf;
%T8 =Qout/(mdot_cf*cP_cf)+T7;
%
%%Condenser pinch point
stept_wf =(T8 -T7)/(npinch_evap);
Tcond(1)=T1;
pcond(1)=p1;
hcond(1)=h1;
%Tcond(npinch_evap+1)=T4a; %IHE case
Tcond(npinch_evap+1)=T4; %Simple case
pcond(npinch_evap+1)=p4;
%hcond(npinch_evap+1)=h4a; %IHE case %Be careful!Don't use the relation
h = REFPROPm('h', 'T', T4, 'P', p4, 'r245fa')because it is a saturated
mixture.REFPROP will provide the enthalpy at the sat liq state.
hcond(npinch_evap+1)=h4; %Simple case
Tcf_cond(1)=T7;
Tcf_cond(npinch_evap+1)=T8;
for i =2:(npinch_evap)
    Tcf_cond(i)=Tcf_cond(i-1)+stept_wf;
    hcond(i)=(CP_cf*mdot)*(Tcf_cond(i)-Tcf_cond(i-1))+hcond(i-1);
    pcond(i)=pcond(i-1);
    Tcond(i)=REFPROPm('T', 'P', pcond(i), 'H', hcond(i), wf);
end
%% figure
%%plot(hcond, Tcond, hcond, Tcf_cond)
%%xlabel('Enthalpy (J/kg)')
%%ylabel('Temperature (K)')
%%legend('Working fluid', 'Cooling agent')
dT_cond_v =Tcond -Tcf_cond;
%% figure
%%plot(hcond, dT_cond_v)
dt_cond =min(dT_cond_v);
dTcond =abs(dTpp_cond -dt_cond);
%
%%Evaporator pinch point
stept_wf =(T5 -T6)/(npinch_evap);
%Tevap(1)=T2a; %IHE case
Tevap(1)=T2; %simple case
pevap(1)=p2;
%hevap(1)=h2a; %IHE case
hevap(1)=h2; %Simple case

```

```

Tevap(npinch_evap+1)=T3;
pevap(npinch_evap+1)=p3;
hevap(npinch_evap+1)=h3;
Thf_evap(1)=T6;
Thf_evap(npinch_evap+1)=T5;
for i =2:(npinch_evap)
    Thf_evap(i)=Thf_evap(i-1)+stept_wf;
    hevap(i)=(CP_hf/mdot)*(Thf_evap(i)-Thf_evap(i-1))+ hevap(i-1);
    pevap(i)=pevap(i-1);
    Tevap(i)=REFPROPm('T','P',pevap(i),'H',hevap(i),wf);
end
%figure
%plot(hevap,Tevap,hevap,Thf_evap)
%xlabel('Enthalpy (J/kg)')
%ylabel('Temperature (K)')
%legend('Working fluid','Heat carrier')
dT_evap_v =Thf_evap -Tevap;
%%figure
%%plot(hevap,dT_evap_v)
dt_evap =min(dT_evap_v);
dTevap =abs(dTpp_evap -dt_evap);
dT_s =dTevap +dTcond; %Simple case
% dW =abs(Wnet_design-Wnet);
%% dT_s =dTevap +dTcond +dT_IHE; %IHE case
%%
%% LMTD -Evap
dT_evapL =(T6 -T2a); %IHE case
dT_evapL =(T6 -T2); %Simple case
dT_evapR =(T5 -T3);
LMTD_evap =(dT_evapL -dT_evapR)/log(dT_evapL/dT_evapR);
%UA_evap =mdot*(h4a -h1)/LMTD_evap; %IHE case
UA_evap =mdot*(h4 -h1)/LMTD_evap; %Simple case
sum_UAevap =0;
for i =1:(npinch_evap)
    dT_evapL(i)=(Thf_evap(i)-Tevap(i));
    dT_evapR(i)=(Thf_evap(i+1)-Tevap(i+1));
    LMTD_evap(i)=(dT_evapL(i)-dT_evapR(i))/log(dT_evapL(i)/dT_evapR(i));
    UA_evap(i)=mdot*(hevap(i+1)-hevap(i))/LMTD_evap(i);
    sum_UAevap =sum_UAevap +UA_evap(i);
end
sum_UAevap;
%
%%
%% LMTD -IHE
%% dT_hin =(T4 -T2a);
%% dT_hout =(T4a -T2);
%% LMTD_IHE =(dT_hin -dT_hout)/log(dT_hin/dT_hout);
%% UA_IHE =mdot*(h4 -h4a)/LMTD_IHE;
%% sum_UAIHE =0;
%% for i =1:(npinch_evap)

```

```

%% dT_hin_v(i)=(Tlp(i)-Thp(i));
%% dT_hout_v(i)=(Tlp(i+1)-Thp(i+1));
%% LMTD_IHE(i)=(dT_hin_v(i)-dT_hout_v(i))/log(dT_hin_v(i)/dT_hout_v(i));
%% UA_IHE(i)=mdot*(hlp(i+1)-hlp(i))/LMTD_IHE(i);
%% sum_UAIHE =sum_UAIHE +UA_IHE(i);
%%end
%%sum_UAIHE;
%%%
%%%
%%%LMTD -condenser
dT_condL =(T1 -T7);
%dT_condR =(T4a -T8); %IHE case
dT_condR =(T4 -T8); %Simple case

LMTD_cond =(dT_condL -dT_condR)/log(dT_condL/dT_condR);
%UA_cond =mdot*(h4a -h1)/LMTD_cond; %IHE case
UA_cond =mdot*(h4 -h1)/LMTD_cond; %Simple case

sum_UAcond =0;
for i =1:(npinch_evap)
    dT_condL(i)=(Tcond(i)-Tcf_cond(i));
    dT_condR(i)=(Tcond(i+1)-Tcf_cond(i+1));
    LMTD_cond(i)=(dT_condL(i)-dT_condR(i))/log(dT_condL(i)/dT_condR(i));
    UA_cond(i)=mdot*(hcond(i+1)-hcond(i))/LMTD_cond(i);
    sum_UAcond =sum_UAcond +UA_cond(i);
end
sum_UAcond;
%%%%exergy analysis %%%
E5 =CP_hf*(T5 -Tsur)-Tsur*log(T5/Tsur);
E6 =CP_hf*(T6 -Tsur)-Tsur*log(T6/Tsur);
E7 =CP_cf*(T7 -Tsur)-Tsur*log(T7/Tsur);
E8 =CP_cf*(T8 -Tsur)-Tsur*log(T8/Tsur);
Epp =Wnet/E5;
Eovr =(Wnet +E6 +E8)/(E5 +E7);
end

```



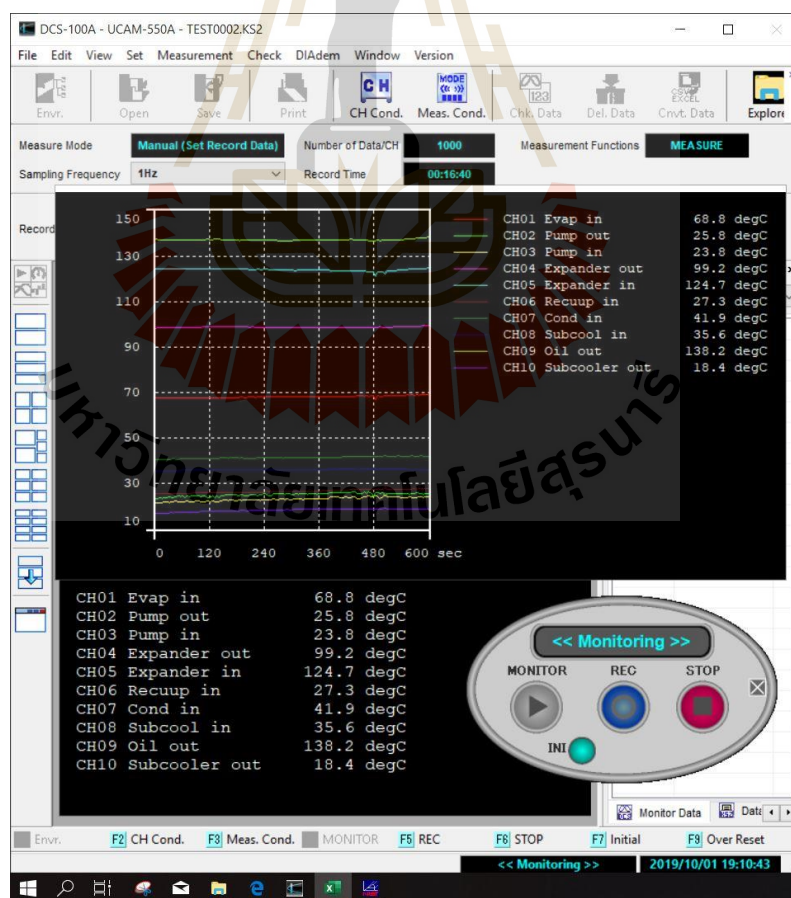
ภาคผนวก ข
ผลการทดลอง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ข.1 ผลการทดลอง

ผลการทดลองจะทำการเก็บค่า 2 ส่วน ได้แก่ ข้อมูลจากเครื่อง Data logger ในสภาวะ steady-state และข้อมูลสมรรถนะอื่นๆ ในไฟล์ excel ดังรูปที่ ข.1 และ ข.2 สำหรับผลการทดลองจะแบ่งเป็น 4 ส่วนได้แก่

1. ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev จำนวน 18 ผลการทดลอง ในตารางที่ ข.1
2. ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev จำนวน 9 ผลการทดลอง ในตารางที่ ข.2
3. ผลการศึกษาอิทธิพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev จำนวน 12 ผลการทดลองในตารางที่ ข.3
4. ผลการศึกษาอิทธิพลของแหล่งทิ้งความร้อนทั้ง 3 แบบ จำนวน 14 ผลการทดลอง ในตารางที่ ข.3



รูปที่ ข.1 ตัวอย่างข้อมูลจาก Data logger

จากรูปที่ ข.1 ข้อมูลอุณหภูมิตำแหน่งต่าง ๆ ที่ได้จากโรงไฟฟ้าจะมี refresh rate 1 Hz โดย จะทำการเก็บข้อมูลเมื่ออุณหภูมิเริ่มนิ่งเป็นเวลา 10 นาที เพื่อให้มั่นใจว่าสภาวะการทำงานของ โรงไฟฟ้าเข้าสู่ steady-state และนำข้อมูลที่ได้ส่งไปยัง โปรแกรม Microsoft Excel ที่เชื่อมกับ โปรแกรม REFPROP ซึ่งสามารถคำนวณพารามิเตอร์ที่สำคัญต่าง ๆ รวมไปถึงสมรรถนะของ โรงไฟฟ้า

64 config	31.2	ambient	RECUPERATOR				
	Raw data		Computed data				
CW	Tcwater in (°C)	29.3	Heat	Qin oil (W)	13822.0027		
	Tcwater out (°C)	33.9		Qin ORC (W)	11748.7023		
	Vdot cwater (l/m)	35		Qout cw (W)	1646.51655		
	mdot water (kg/s)	0.58053		Qout ORC (W)	450.111823		
ORC	Tevap in (°C)	68.4	Torque	Qout sc (W)	885.740392		
	Tpump out (°C)	25		Qout scr (W)	38.8971294		
	Tpump in (°C)	23.5		Torque (N*m)	3.34	6.68	
	Texp out (°C)	98.8		Speed exp (rpm)	1404	2755	
	Texp in (°C)	123.9	Power	Pshaft (W)	1926.22253	9 bulbs	
	Trec in (°C)	27.1		Pelec (W)	41.1	10.2	419.22
	Tcond in (°C)	41.8		Ppump (W)	1.81	280	877.778
	Tsc in (°C)	35.7		Pscr (W)			
	Vdot ORC (l/h)	146.262		Pht (kWh/t)	0.2		
	exp in phase	#Superhe		pht (W)	50.09	14374.1	
	exp out phase	#Superhe		Pump speed (rpm)	1916		
	cond out phase	#Subcooled liquid					
	pump in	#Subcooled liquid					
	mdot ORC (kg/s)	0.05452					
Oil	Toil out (°C)	137.5	Eff	rp	6.125		
	Toil in (°C)	149		nisen pump	0.26843064		
	mdot oil (kg/s)	0.48386		nisen exp	0.49368421		
SC	Cp,oil (kJ/kgK)	2.484	ncycle	-0.03317592			
	Tscr in (°C)	15.1	nmech exp	2.36778697			
	Tscr out (°C)	18.5	nmech pump	0.137693			
	Vdot scwater (l/s)	0.06579	ΔTsup	30.7111786			
Pressure	mdot scwater (kg)	0.06571	ncycle (mech)	8.92392117			
	Ppump in (barg)	2	mdot_wf 1 scale 3 times				
	Ppump out (barg)	10	t1	6.48			
	Pexp in (barg)	9.8	t2	6.04			
HX eff.	Pexp out (barg)	1.6	t3	5.94			
		0.85		146.2621885 L/h			
Toilset	152	Patial condense					
PHz	50	Celsuis	132				
D_receiver (m)	0.25082819						
A_receiver (m2)	0.049413153						
1 liter high (m)	0.020237526						

รูปที่ ข.2 ข้อมูลสมรรถนะอื่น ๆ ในไฟล์ excel

ตารางที่ ข.1 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_m (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
110 test1	100	36	99	104.05	795.53	335.55	200.01	7661.12	40.28	1407	647.4	0.038	6.18	20.77	6.00	0.4	5.7
110 test2	100	40	98	153.76	1034.49	456.83	249.60	11612.08	37.28	1703	752	0.057	6.25	18.28	4.97	0.4	5.7
110 test3	110	40	108	146.74	1170.49	434.91	276.04	11073.27	43.01	1617	802.5	0.054	6.33	21.67	6.64	0.4	6.4
110 test4	110	42	108	158.92	1387.39	506.25	319.92	12180.54	37.75	1632	1020	0.059	5.93	23.72	7.23	0.1	6.9
110 test5	110	45	108	162.16	1634.55	616.97	362.00	12270.10	33.63	1736	1122	0.060	6.07	27.38	8.29	0.6	7.6
110 test6	120	35	118	88.09	869.47	284.18	234.00	7765.07	57.68	1427	650	0.032	5.60	26.81	7.54	0.5	5.75
110 test7	120	45	118	155.98	1658.02	611.83	373.89	12003.91	38.60	1733	1150	0.057	6.20	28.87	8.72	0.4	7.8
110 test8	101	30	100	51.33	214.65	194.17	50.40	3902.22	80.39	1107	465.5	0.019	3.90	11.36	0.52	0.7	2.9
110 test9	102	50	99	207.85	805.97	897.18	227.74	4179.54	14.94	1913	664	0.077	5.88	10.53	-2.18	0.2	7.8
110 test10	122	40	120	91.99	828.75	431.68	180.40	6988.10	65.11	1488	678.4	0.034	5.00	24.47	5.68	0.5	5.2
110 test11	130	30	130	50.05	239.46	188.10	42.84	4090.83	135.63	1057	487.5	0.018	3.27	13.00	1.26	0.7	2.5
110 test12	130	40	131	75.86	806.50	436.46	196.88	5934.98	64.49	1499	680	0.028	6.60	28.88	6.23	0.4	5.6
110 test13	130	50	129	150.84	1740.48	866.87	320.62	11649.60	41.15	1869	1388	0.056	5.63	31.34	7.50	0.8	7.4
110 test14	101	45	100	134.00	1165.20	639.73	283.81	9838.17	42.87	1758	776.5	0.049	5.17	23.62	5.34	0.8	6.25
110 test15	132	45	130	96.50	1314.40	640.36	314.00	7453.15	58.43	1709	920.7	0.036	5.64	37.00	9.04	0.3	6.5
110 test16	152	40	150	70.24	870.41	332.23	225.23	6762.64	76.80	1557	705.1	0.026	6.18	33.66	9.36	0.3	5.7
110 test17	152	45	149	113.49	1449.87	637.38	328.44	9229.37	64.52	1773	917.7	0.042	6.67	34.70	8.80	0.8	6.8
110 test18	152	50	149	146.26	1926.22	877.78	419.22	11748.70	49.37	1916	1404	0.054	6.13	35.77	8.92	0.2	8.2

ตารางที่ ข.2 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_m (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
85.7 test1	101	40	100	58.85	493.29	467.87	137.00	4353.97	33.74	1524	607.2	0.022	5.91	22.77	0.58	0.5	5.4
85.7 test2	101	45	100	75.36	794.42	670.35	221.76	5631.94	34.96	1733	707	0.028	5.54	28.64	2.20	1.4	5.9
85.7 test3	101	50	99	223.70	760.99	931.02	185.64	4671.71	15.13	1934	678.5	0.082	6.27	9.24	-3.64	0.1	7.9
85.7 test4	130	40	130	62.67	631.83	447.55	135.20	4879.81	61.30	1558	672.6	0.023	5.42	27.38	3.78	0.5	5.3
85.7 test5	130	45	130	89.73	902.21	658.65	243.60	6898.39	44.68	1742	750.4	0.033	6.67	27.31	3.53	0.6	6.8
85.7 test6	130	50	130	108.04	1422.63	882.63	332.80	8332.63	38.42	1957	937.8	0.040	6.80	35.77	6.48	0.3	8.7
85.7 test7	150	40	149	71.16	708.36	468.11	171.99	5776.14	71.06	1562	698.5	0.026	6.90	27.04	4.16	0.2	5.9
85.7 test8	150	45	149	71.45	1097.20	658.09	283.25	5779.30	56.12	1782	812.7	0.026	8.50	41.72	7.60	0	7.5
85.7 test9	150	50	149	130.06	1593.43	887.48	373.32	10529.97	55.71	1950	1101	0.048	6.67	33.28	6.70	0.4	8.5



ตารางที่ ข.3 ผลการศึกษายาทิศพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_{in} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
110 chk af 1	130	40	130	61.59	753.37	432.57	154.56	4822.57	73.10	1566	625.1	0.023	6.50	33.23	6.65	0.5	5.5
110 chk af 2	130	45	131	83.96	1099.75	680.88	254.80	6518.30	53.44	1738	761	0.031	8.00	35.58	6.43	0.5	7
110 chk af 3	130	50	129	142.03	1636.04	892.33	329.00	11108.66	48.00	1902	1129	0.052	6.33	31.29	6.70	0.5	8
110 chk af 4	150	40	149	77.36	737.36	430.23	144.00	6242.56	91.64	1503	646.3	0.028	5.23	25.89	4.92	0.2	5.5
110 chk af 5	150	45	150	98.11	1126.04	651.23	250.20	7517.02	75.33	1771	824	0.036	5.00	31.18	6.32	0.5	6.8
110 chk af 6	150	50	149	169.70	1651.15	692.11	305.86	13454.63	58.47	1892	1267	0.062	6.00	26.43	7.13	1	7.5
110 chk bf 1	130	40	130	76.62	681.32	410.28	159.60	5810.76	85.23	1496	601.9	0.028	4.53	24.16	4.66	0.2	5.3
110 chk bf 2	130	45	130	90.51	1261.12	591.06	266.90	6970.58	68.14	1766	967	0.033	5.33	37.85	9.61	0.5	6.5
110 chk bf 3	130	50	129	114.75	1441.98	796.41	330.33	8809.36	46.54	1903	1037	0.042	6.33	34.14	7.33	0.5	8
110 chk bf 4	150	40	149	78.10	715.79	427.89	141.00	6227.19	93.00	1526	630.1	0.029	3.94	24.90	4.60	0.3	5
110 chk bf 5	150	45	149	103.25	1245.03	616.87	270.48	8151.38	74.04	1717	863	0.038	5.86	32.76	7.71	0.3	6.8
110 chk bf 6	150	50	149	123.23	1761.58	896.98	318.32	9810.60	63.28	1889	1253	0.045	5.94	38.83	8.81	0.5	7.9

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.4 ผลการศึกษาอิทธิพลของแหล่งทิ้งความร้อนทั้ง 3 แบบ

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_{in} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
110+CT test1	152	50	148	146.26	1736	876	386.88	11691	61	1970	1220	0.054	4.75	32.24	7.35	0.5	7.5
110+CT test2	152	40	150	70.24	839	436	216.31	5309	71	1546	630	0.026	5.60	32.43	6.80	0.25	5.75
110+CT test3	152	45	149	113.49	1304	627	321.30	9361	55	1711	850	0.042	6.60	31.21	7.23	0.25	7
110+CT test4	152	50	148	146.26	1880	851	406.00	11771	43	1924	1330	0.054	6.33	34.92	8.74	0.5	8
110+CT test5	152	35	149	51.33	554	314	154.00	3880	68	1350	2200	0.019	3.33	29.31	5.16	0.75	3.5
110+CT+IEC test1	152	50	149	146.26	1820	888	419.12	10493	56	1941	1233	0.054	4.44	33.80	8.17	1	7.75
110+CT+IEC test2	152	40	149	70.24	889	436	227.25	5216	65	1556	660	0.026	5.20	34.37	7.74	0.5	5.25
110+CT+IEC test3	152	45	149	113.49	1354	627	327.54	9222	46	1756	879.6	0.042	6.80	32.40	7.88	0.25	7.25
110+CT+IEC test4	152	50	148	146.26	1904	880	422.28	11613	35	1957	1342	0.054	6.50	35.36	8.82	0.25	8.25
110+CT+IEC test5	152	35	151	51.33	581	306	154.78	4668	68	1335	2335	0.019	3.33	30.73	5.89	0.75	3.5
110Nov test1	152	40	149	70.24	856	462	225.04	5770	72	1580	659	0.026	5.00	33.09	6.83	0.25	6
110Nov test2	152	45	149	113.49	1352	665	327.60	9116	59	1800	863.6	0.042	5.83	32.36	7.54	0.25	7.25
110Nov test3	152	50	148	146.26	1927	897	426.30	11580	59	1936	1340	0.054	4.44	35.80	8.90	0.5	7.75
110Nov test4	152	35	150	51.33	598	302	154.78	4573	59	1289	2250	0.019	3.67	31.65	6.48	0.5	4

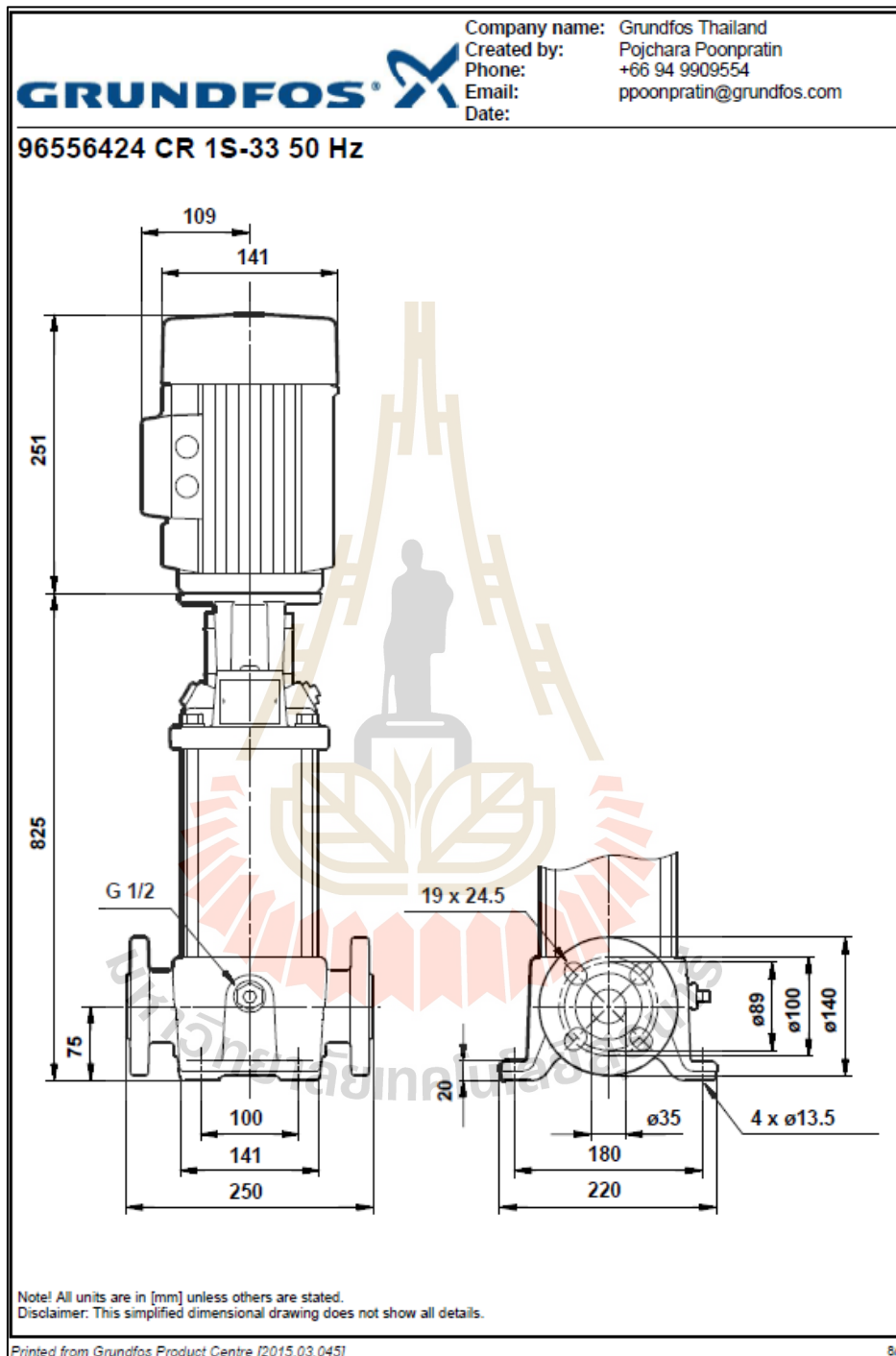


ภาคผนวก ค


ข้อมูลอุปกรณ์เพิ่มเติมที่สำคัญและบทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์
เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ค.1 ข้อมูลอุปกรณ์เพิ่มเติมที่สำคัญ

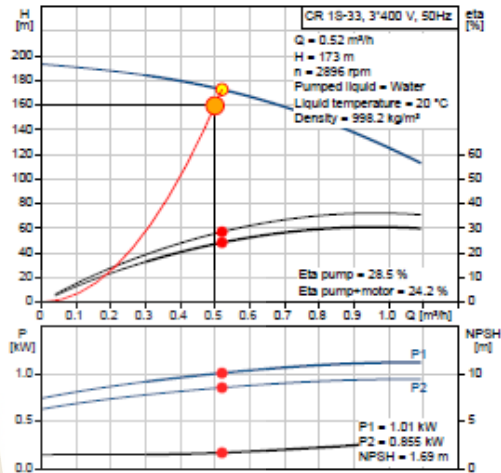


รูปที่ ค.1 Drawing แสดงขนาดของ ORC pump



Company name: Grundfos Thailand
 Created by: Pojchara Poonpratin
 Phone: +66 94 9909554
 Email: ppoonpratin@grundfos.com
 Date:

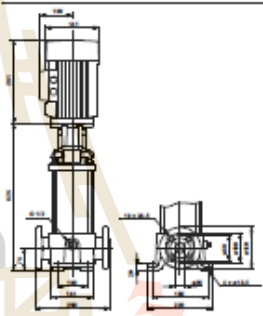
Description	Value
General information:	
Product name:	CR 1S-33 A-FGJ-A-V-HQQV
Position:	
Product No:	96556424
EAN number:	5700398996910
Price:	On request
Technical:	
Speed for pump data:	2853 rpm
Rated flow:	0.9 m ³ /h
Rated head:	129 m
Head max:	192 m
Impellers:	33
Shaft seal:	HQQV
Approvals on nameplate:	CE, TR
Curve tolerance:	ISO9906:2012 3B
Pump type:	CR 1S
Stages:	33
Pump version:	A
Model:	A
Materials:	
Pump housing:	Cast iron EN-JL1030
	ASTM A48-30 B
Impeller:	Stainless steel DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Material code:	A
Code for rubber:	V
Installation:	
Maximum ambient temperature:	60 °C
Max pressure at stated temp:	25 bar / 90 °C
	25 bar / -20 °C
Flange standard:	DIN
Connect code:	FGJ
Pipe connection:	DN 25 / DN 32
Pressure stage:	PN 16 / PN 25
Flange size for motor:	FT100
Liquid:	
Liquid temperature range:	-20 .. 90 °C
Kinematic viscosity:	1 mm ² /s
Electrical data:	
Motor type:	80C
IE Efficiency class:	IE3
Number of poles:	2
Rated power - P2:	1.1 kW
Power (P2) required by pump:	1.1 kW
	1.1 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 380-415 D/660-690 Y V
Rated current:	2,50/1,44 A
Starting current:	450-500 %
Cos phi - power factor:	0,83-0,76
Rated speed:	2840-2870 rpm
Efficiency:	IE3 82,7%
Motor efficiency at full load:	82,7 %
Motor efficiency at 3/4 load:	84,8 %
Motor efficiency at 1/2 load:	85,4 %
Enclosure class (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	NONE
Motor No:	85905178

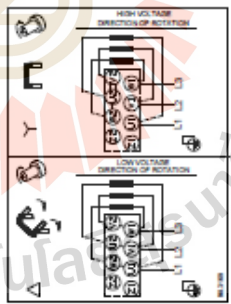


CR 1S-33, 3'400 V, 50Hz
 Q = 0.92 m³/h
 H = 173 m
 n = 2896 rpm
 Pumped liquid = Water
 Liquid temperature = 20 °C
 Density = 998.2 kg/m³

Eta pump = 28.5 %
 Eta pump+motor = 24.2 %

P1 = 1.01 kW
 P2 = 0.855 kW
 NPSH = 1.69 m



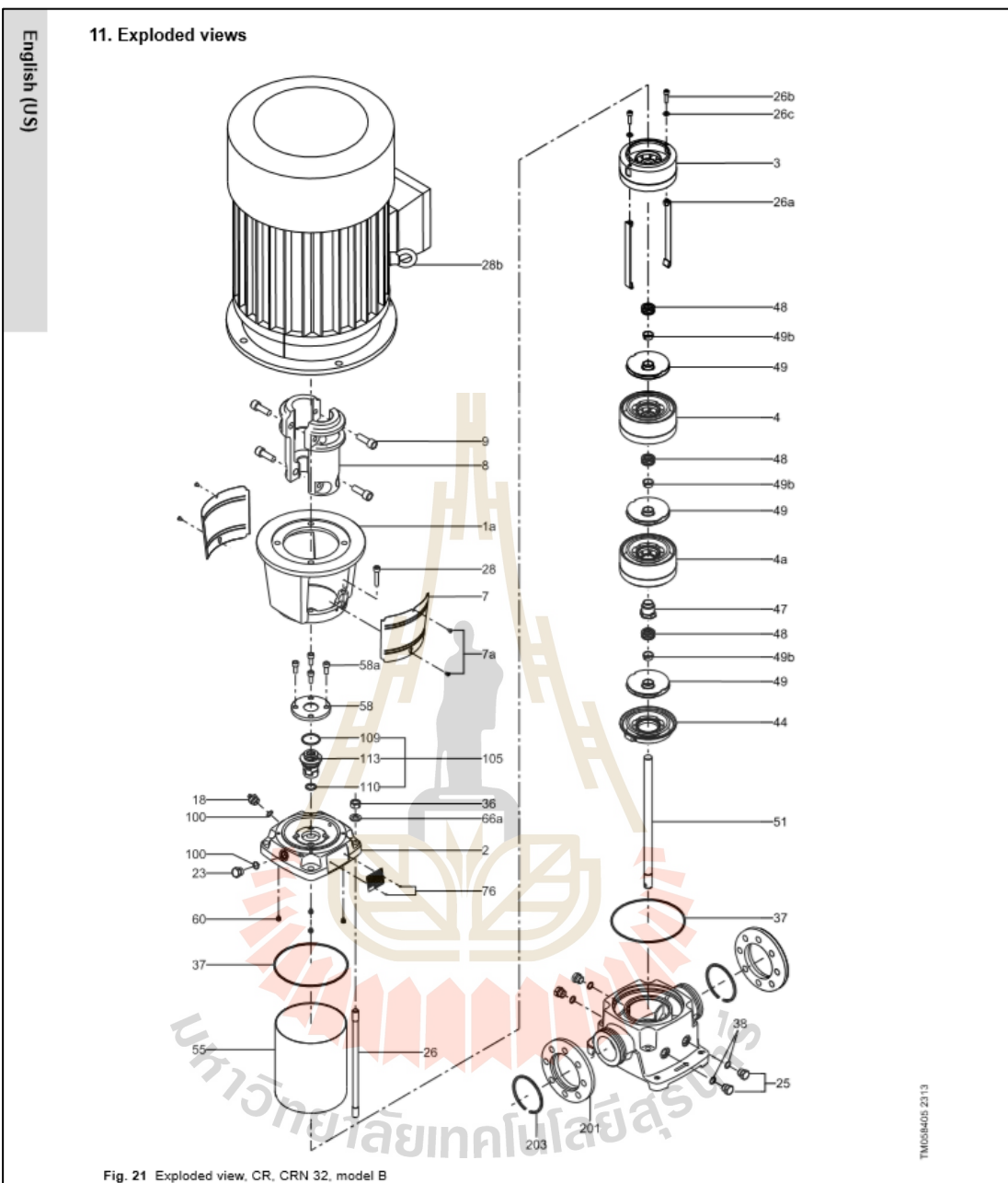


High-voltage connection of motor
 Low-voltage connection of motor

Printed from Grundfos Product Centre [2015.03.045]

5/9

รูปที่ ก.2 ข้อมูลจำเพาะของ ORC pump



รูปที่ ค.3 Exploded view ของ ORC pump series CR

air

squared

+1 (303) 466-2659
 info@airsquared.com
 http://airsquared.com

E15H022A-SH

1 kW Scroll Expander Pricing Sheet

E15H22N4.25 (oil-free)	\$4,950 US
120V, 60 Hz Generator	\$550 US
115/230V, 50 Hz Generator	\$550 US
Coupling Housing	\$480 US

Coupling Housing is optional. If not used, Expander and Generator must be mounted and precision aligned to prevent damage to Magnetic Coupling.

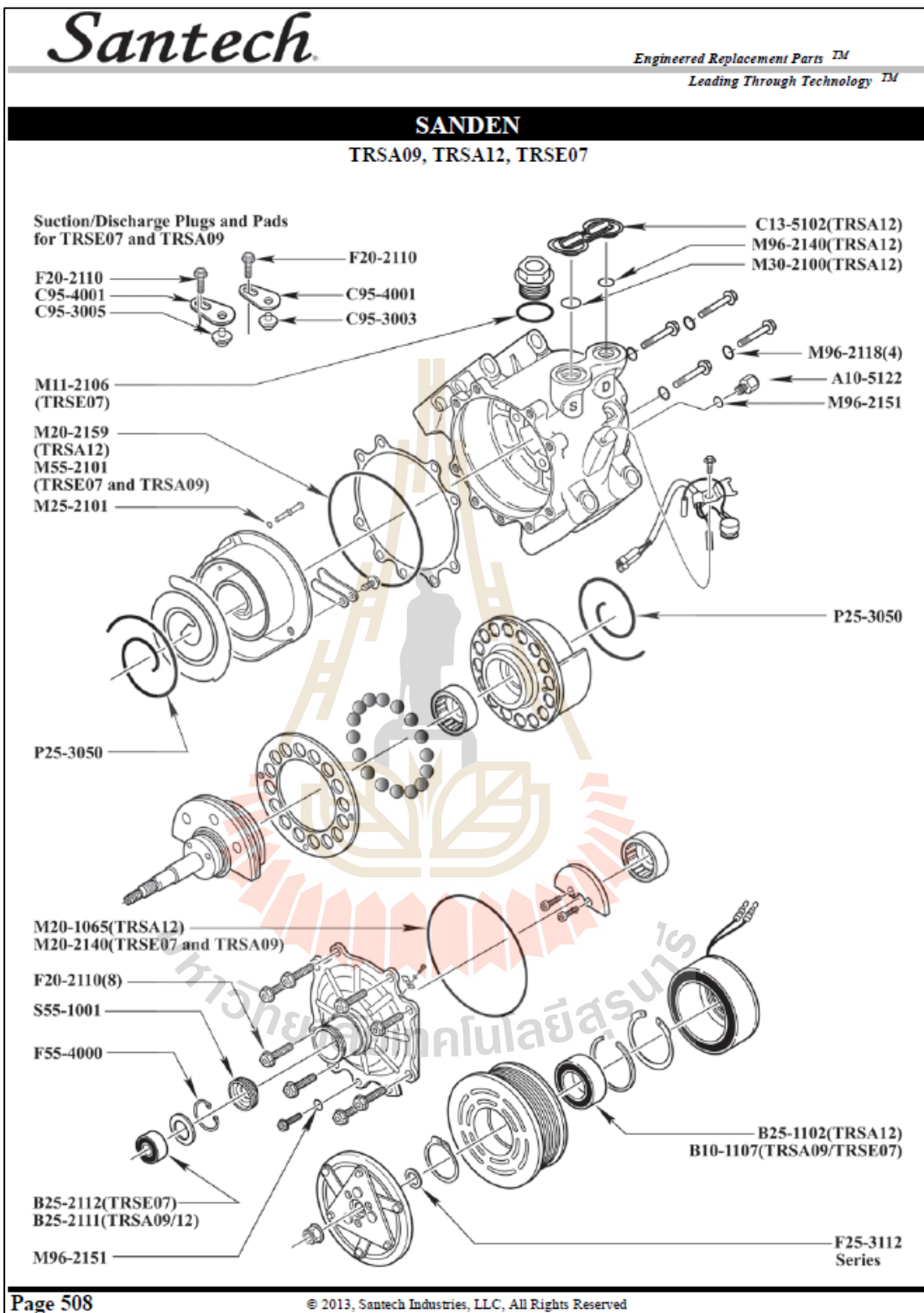
Notes

- Inner Rotor, External Rotor, Containment Shroud, and Flange Hub included with E15H022A-SH.
- Flange Hub is left blank for customer machining. Custom Flange Hub machining available.
- Generator requires Coupling Housing for alignment and mounting.

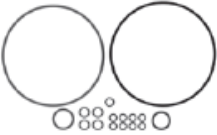
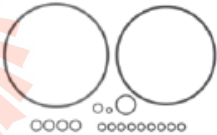
©2015 Air Squared Manufacturing, Inc.
R2 12.16.15

รูปที่ ค.4 ใบเสนอราคาของ E15H022A-SH จากบริษัท Air squared

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ก.5 Exploded view ของ Expander series TRSA

Santech		<i>Engineered Replacement Parts™ Leading Through Technology™</i>	
SANDEN			
TRSA09, TRSA12, TRSE07			
O-Rings	R134a and R-12 Compatible	Green HNBR	Black Nitrile
Case O-Ring (Front) (TRSA12)			M20-1065
Case O-Ring (Front) (TRSE07/TRSA09)		M20-2140	M20-1040
Discharge Port O-Ring (TRSA12)		M96-2140	M96-1040
Head Bolt O-Ring, Front		M96-2151	M96-1051
Head Bolt O-Ring, Rear		M96-2118	M96-1018
Internal Orifice Tube O-Ring		M25-2101	M25-1001
Plug O-Ring (TRSE07)		M11-2106	M11-1006
Pressure Relief Valve O-Ring		M96-2111	
Rear Scroll O-Ring (TRSA12)		M20-2159	M20-1059
Rear Scroll O-Ring (TRSE07/TRSA09)		M55-2101	
Suction Port O-Ring (TRSA12)		M30-2100	M30-1000
Bearings		Gaskets	
Clutch Bearing (35mm x 48mm x 20mm) (TRSE07 Honda Civic)	B25-1104	Gasket Kit - O-Rings (TRSA12)	Green HNBR K25-2150
Nose Bearing (10mm x 26mm x 8mm) (TRSE07)	B25-2112		
Nose Bearing (10mm x 28mm x 8mm) (TRSE07)	B25-2114		
Nose Bearing (12mm x 28mm x 8mm) (TRSA)	B25-2111	<i>Includes: Front Head O-Ring(1), Scroll Rear O-Ring(1), Suction Port O-Ring(1), Front Head Bolt O-Ring(8), Rear Head Bolt O-Ring(4), PRV O-Ring(1), Discharge Port O-Ring(1)</i>	
Clutch Bearing (35mm x 50mm x 20mm) (TRSA12)	B25-1102		
Clutch Bearing (35mm x 55mm x 20mm) (TRSA09/TRSE07)	B10-1107		
Chemicals		Gasket Kit - O-Rings (TRSE07 / TRSA09)	Green HNBR K25-2151
Ultra PAG Oil 46 - 6pk, 8 oz Bottle	MT3012		
Ultra PAG Oil 46 - 6pk, Quart Bottle	MT3018		
Ultra PAG Oil 46 - Drum (52 gal)	A10-6163	<i>Includes: Front Head O-Ring(1), Scroll Rear O-Ring(1), Front Head Bolt O-Ring(9), Rear Head Bolt O-Ring(4), PRV O-Ring(1), Internal Orifice Tube O-Ring(1), Plug O-Ring(1)</i>	
Clutch Components			
Clutch Coil - OD/ID: 81.5mm / 58mm (Honda)	H25-7384		
Clutch Coil - OD/ID: 86.3mm / 59mm (4901)	H25-7389		
Clutch Hub - OD: 105mm, Offset: 6.8	H25-7035		
Fasteners		Piston Components	
Bolt - Head/Shipping	F20-2110	Scroll Rings (Set of 2)	P25-3050
Retaining Ring - Lip Seal	F55-4000	Service Items	
Shim - Clutch (0.38mm)	F25-3112	High Pressure Relief Valve 3/8-24	A10-5122
Shim - Clutch (0.76mm)	F25-3113	Shaft Seals	
		Lip Seal (Black Rubber)	Nitrile S55-1001

รูปที่ ค.6 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA

Santech

Engineered Replacement Parts™


Leading Through Technology™

SANDEN

TRSA09, TRSA12, TRSE07

Shaft Seals

Lip Seal Kit (Rubber Coated Seal) Black Nitrile K55-3006



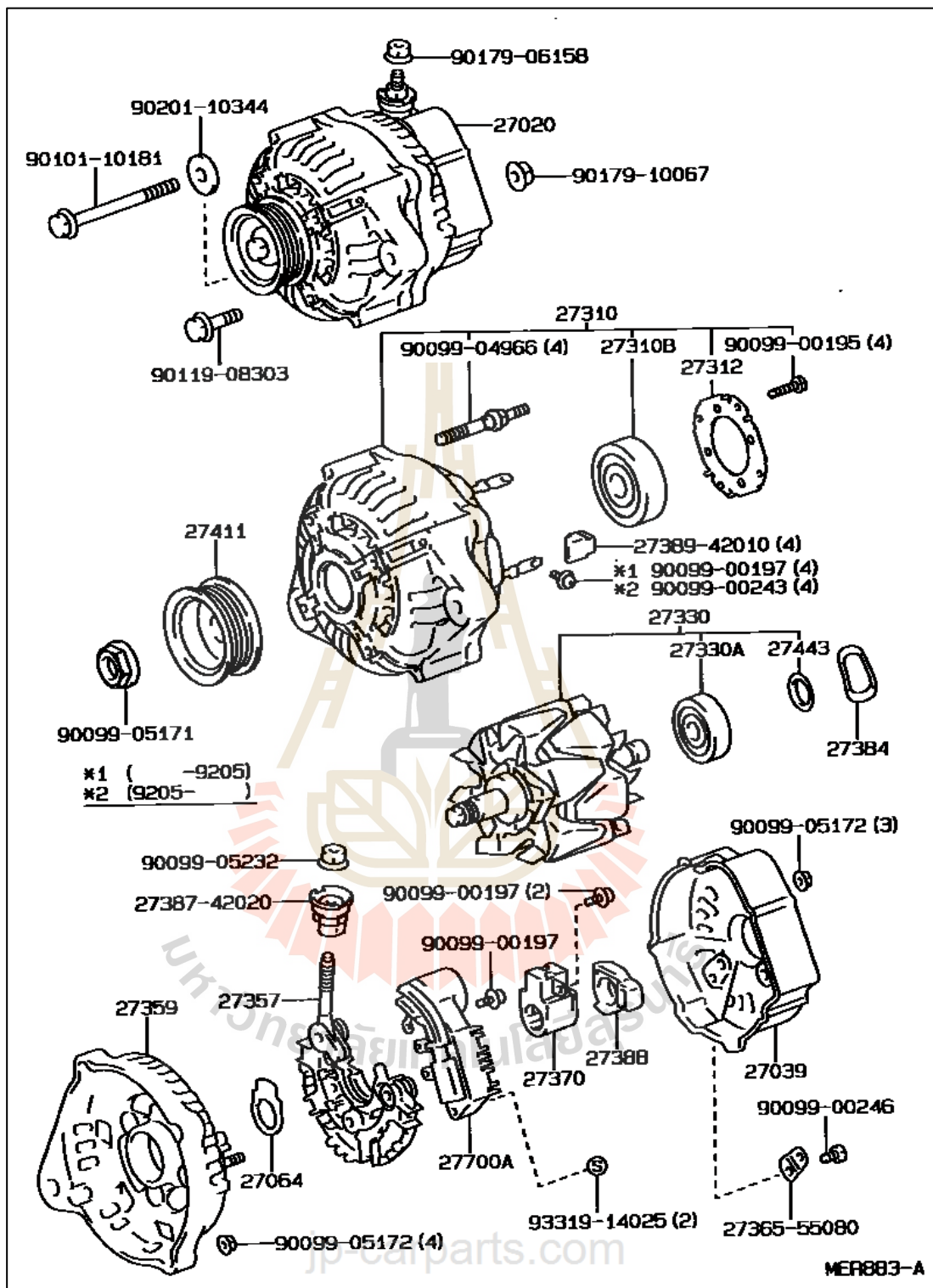
Includes: Lip Seal Retaining Ring (1), Lip Seal (1)

Shipping Closures

Shipping Closure - 3/4" S / 5/8" D (TRSA12)	C13-5102
Shipping Plate (Use with C95-3003 & C95-3005)(TRSE07/TRSA09)	C95-4001
Shipping Plug (Discharge) (Use with C95-4001)(TRSE07/TRSA09)	C95-3003
Shipping Plug (Suction) (Use with C95-4001)(TRSE07/TRSA09)	C95-3005

รูปที่ ก.7 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA (ต่อ)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ก.8 Exploded view ของ generator series AE101

ตารางที่ ค.1 การใช้จ่ายเงินอุดหนุนการวิจัย

รายการค่าใช้จ่าย	งบประมาณ (บาท)				หมายเหตุ Notes
	ได้รับ จัดสรร ตลอดปี	เบิกจ่าย ตาม ใบเสร็จ งวดที่ 1	เบิกจ่ายตาม ใบเสร็จ งวดที่ 2	คงเหลือ เบิกจ่าย ครั้งต่อไป	
Expenditures					
ค่าจ้างชั่วคราว ประกอบด้วย (แสดงรายละเอียด) ค่าจ้างผู้ช่วยวิจัย (วุฒิ ป.ตรี) เดือนละ 10,000 บาท	120,000	60,000	60,000	0	
รวม Total	120,000	60,000.00	60,000.00	-	
ค่าตอบแทน ใช้สอย และวัสดุ ประกอบด้วย (โปรดแสดงรายละเอียด)	325,000				
ค่าเผยแพร่ผลงานวิจัย 4,000 บาท	4,000			4,000	
ค่าจัดทำเอกสาร 2,000 บาท	2,000			2,000	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดผลิตกระแสไฟฟ้า 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดให้ความร้อน 130,000 บาท	130,000		130,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดแลกเปลี่ยนความร้อน 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดวัด expander 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 20,000 บาท	20,000		4,665.20	15,335	
วัสดุสิ้นเปลือง 17,000 บาท	17,000.00		38,086.85	21,087	
ค่าโทรศัพท์ ไปรษณีย์ 2,000 บาท	2,000		2,400	400	
รวม Total	325,000.00		325,152.05	-152.05	
ค่าครุภัณฑ์ ประกอบด้วย (แสดงรายละเอียด)					
รวม Total	0.00	0.00	0.00	0.00	
รวมค่าใช้จ่ายทั้งสิ้น Grand total	445,000.00	60,000.00	385,152.05	-152.05	

ค.2 รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษาในระดับปริญญาโท ได้นำเสนอบทความวิชาการดังนี้

Hinlailoed T., Sri-on T. & Koonsrisuk A. (2016). Performance assessment of a heat pump water heating system for a new dormitory of Suranaree University of Technology. In Proceedings of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), Songkhla, Thailand, 5-8 August, 2016. 12 PP

Hinlailoed T. & Koonsrisuk A. (2017). Design of a small scale ORC prototype. In Proceedings of Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT), Chiang-Mai, Thailand, 31 May – 2 June, 2017. 11 PP

Hinlailoed T. & Koonsrisuk A. (2019). Performance of scroll expander and pump for a 1 kW ORC power plant. In Proceedings of Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT), Nakhonratchasima, Thailand, 21-24 May, 2019. 8 PP

Hinlailoed T. & Koonsrisuk A. (2019). Performance Comparison of a Subcritical, Supercritical and Trilateral Organic Rankine Cycles for a Heat Source Temperature of 60 – 90°C. In Proceedings of 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Nakhonratchasima, Thailand, 30 September, 2019. 10 PP

Hinlailoed T., Theamtat T. & Koonsrisuk A. (2020). A comparison of three different cooling systems for an ORC power plant, In: Proceedings of the 15th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, Chanthaburi, Thailand. 12-13 March, 2020. 8 PP

Hinlailoed T. & Koonsrisuk (2020). Experimental testing of scroll expander performance for a 1 kW ORC power plant. RMUTP Research Journal. Vol.4, No.1, pp.130-143.

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



การประเมินสมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนโดยใช้ฮีตปั๊มสำหรับหอพักใหม่ของมหาวิทยาลัย
เทคโนโลยีสุรนารี
Performance assessment of a heat pump water heating system for a new
dormitory of Suranaree University of Technology

ชนิด หินโลเลิศ*, ทวีพรพงษ์ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์,
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000
E-mail:blebaboo@hotmail.com*, โทร: 0-4422-4410 ,โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

ระบบ heat pump สำหรับทำน้ำร้อนเป็นระบบที่ทำงานโดยใช้ไฟฟ้าขับเคลื่อนวัฏจักรน้ำยาแอร์ในระบบให้ไปถึงความร้อนจากสิ่งแวดล้อมไปจ่ายที่ถังน้ำร้อน ในงานชิ้นนี้เราจะทำการออกแบบ จำลองระบบและคำนวณค่าใช้จ่ายของระบบ heat pump (HPWH) สำหรับทำน้ำร้อนสำหรับอาบในหอพักนักศึกษานาน 60 ห้อง ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา ประเทศไทย โดยระบบนี้จะออกแบบโดยอิงฐานข้อมูลความต้องการน้ำและฐานข้อมูลอุปกรณ์ที่มีขายอยู่ในท้องตลาดไทย โดยจำลองระบบโดยใช้โปรแกรม TRNSYS เพื่อหาค่าไฟฟ้ารายปี อีกทั้งยังทำการจำลองระบบการทำน้ำร้อนแบบใช้ heater ไฟฟ้าทั้งแบบรวมศูนย์ (CWHS) และ (IWHS) ซึ่งเป็นที่นิยมขึ้นมาเปรียบเทียบกับ จากผลการจำลอง พบว่า ใช้ไฟฟ้ารายปีของระบบ HPWH ต่ำกว่า CWHS และ IWHS อยู่ 77% และ 77.8% ตามลำดับจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ พบว่าหากเลือกลงทุนกับ HPWH แทนที่ CWHS และ IWHS จะมีระยะเวลาในการคืนทุนประมาณ 1 ปี 2 เดือน และ 3 ปี 3 เดือนตามลำดับ

คำหลัก: ระบบ heat pump สำหรับทำน้ำร้อน, TRNSYS, การใช้ไฟฟ้า, การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์.

Abstract

The heat pump water heating system (HPWH) operates by using electricity to circulate the refrigerant to transfer heat from the surrounding air to the hot water tank. This study presents a design, modeling and assessment of a HPWP for a 60-room dormitory of Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, Thailand. The system is designed based on the typical water requirement of dormitory bathrooms and the available data of commercial HPWP units sold in Thailand. Then the system is simulated using TRNSYS program. For the sake of comparison, the simulations of the hot water generation using a central water heating system (CWHS) and an individual water heating system (IWHS) are also carried out. The annual energy consumption of each system is evaluated and compared. It was found that the electrical power consumption of the HPWP is 77% and 77.8% of the CWHS and IWHS, respectively. The economic analysis reveals that the payback period of the replacement of IWHS with HPWH is about 3 years 3 months and it is about 1 year 2 months for the replacement of CWHS with HPWH.

Keywords: heat pump water heating system, TRNSYS, electrical power consumption, economic analysis.

การออกแบบต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็ก
Design of a small scale ORC prototype

ฉวีต หินโลเลิศ^{1,*}, และ อาทิตย์ คุณศรีสุข¹

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์,
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000
E-mail:m5840694@eng.sut.ac.th*, โทร: 0-4422-4410, โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีเป็นคือรูปแบบหนึ่งของโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ แทนที่จะใช้น้ำเป็นสารทำงาน โรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีการใช้สารทำงานประเภทออร์แกนิกเพื่อนำความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำมาเปลี่ยนเป็นกระแสไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพ งานวิจัยชิ้นนี้มีจุดประสงค์เพื่อทำการออกแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งถูกตรวจสอบความถูกต้องโดยผลจากการทดลองจริง อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ออกแบบอยู่ในช่วง 110 – 150 °C ใช้ R134a และ R245fa เป็นสารทำงาน ทำการคำนวณคุณสมบัติต่างๆของสารโดยฐานข้อมูล NIST Refprop ซึ่งพบว่าประสิทธิภาพของระบบมีค่าสูงกว่าเมื่อใช้ R245fa ภายใต้เงื่อนไขการคำนวณที่กำหนด ประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบสูงสุดอยู่ที่ 9 % โดยการใช้สารทำงาน R245fa ณ อุณหภูมิแหล่งความร้อน 130 °C นอกจากนี้ยังพบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนสามารถเพิ่มขึ้นได้อีกเป็น 10.8 % โดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน และยังพบว่าการลดผลต่างอุณหภูมิที่สุด ณ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้งานที่ปั๊มใช้เพิ่มขึ้น แต่ทำให้งบประมาณเริ่มต้นของระบบถูกลง

คำหลัก: โรงไฟฟ้าโออาร์ซี, Refprop, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน

Abstract

The organic Rankine cycle (ORC) power plant is a variation of conventional Rankine cycle power plants. Instead of using water as its working fluid, ORC power plants use organic fluids to absorb heat from low-temperature heat sources and convert into electricity efficiently. In this study, a design of 1-kW ORC power plant is described. A mathematical modeling is proposed and its justification is validated by experimental data. The design heat source temperature is 110 – 150 °C. Using of R134a and R245fa as a working fluid were investigated. The working fluid properties were evaluated using the NIST Refprop database. It was found that the system using R245a is more efficient than that of using R134a. Based on the specified condition, the highest overall efficiency at 9% is achieved for a system using R245fa utilizing a heat source of 130°C. Furthermore, the efficiency can be increase to 10.8% for the system installed an internal heat exchanger. In addition, the study reveals that decreasing the pitch point temperature of the heat exchangers can increase the pump's operating power although this can reduce the initial investment.

Keyword: Organic Rankine Cycle, Refprop, Internal heat exchanger

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



สมรรถนะของ scroll expander และปั๊มสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์
Performance of scroll expander and pump for a 1 kW ORC power plant

ธนิต หินไธเสศ^{1,*}, และ อาทิตย์ คุณศรีสุข¹

¹สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์,
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000
E-mail:m5840694@gs.sut.ac.th*, โทร: 0-4422-4410, โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้า ORC เป็นที่นิยมใช้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำกว่า 370 องศาเซลเซียส อย่างไรก็ตามต้นทุนต่อหน่วยไฟฟ้าที่ผลิตได้ของโรงไฟฟ้านี้นี้ยังสูง จึงได้มีการหาวิธีต่างๆเพื่อช่วยลดราคาต้นทุนถูกลง โดยในการศึกษานี้ได้มีการดัดแปลงคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์เพื่อใช้เป็น expander สำหรับโรงไฟฟ้า ORC โดยตัว expander ที่ใช้เป็นชนิด scroll มีปริมาตรกวาดเท่ากับ 85.7 ซีซี/รอบ โดยทดสอบบนโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 กิโลวัตต์ ใช้สารทำงาน R245fa และใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ 100 – 110 องศาเซลเซียส โดยใช้ปั๊มสารทำงานสำหรับโรงไฟฟ้าสามารถปรับรอบได้ จึงได้ทำการปรับอัตราการไหล และแรงดันค่าต่างๆ เพื่อศึกษาสมรรถนะของระบบ พบว่าประสิทธิภาพ isentropic ของ expander และปั๊ม อยู่ในช่วง 0.4 – 0.7 และ 0.1 – 0.2 ตามลำดับ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาประสิทธิภาพเชิงไฟฟ้าของระบบ ซึ่งจากการศึกษานี้ได้เสนอให้ใช้ประสิทธิภาพเชิงไฟฟ้า แทนที่ประสิทธิภาพ isentropic สำหรับการคำนวณการใช้ไฟฟ้าของปั๊ม

คำหลัก: โรงไฟฟ้า ORC, Scroll expander, ประสิทธิภาพ isentropic, ประสิทธิภาพเชิงไฟฟ้า

Abstract

The ORC power plant is one of the most promising electricity generating technologies for heat sources that have temperature below 370°C. However, it requires a high investment cost per kW of electricity generation. To find a way to reduce the investment cost, this study modified an automobile air-conditioning compressor to be used as an expander for ORC power plant, and tested its performance. The type of that compressor is scroll. Its swept volume is 85.7 cc/revolution. The capacity of the tested ORC power plant is 1 kW. The working fluid of the plant is R245fa and the heat source temperatures tested are in the range of 100 – 110°C. As the pump speed of the plant can be varied, the working fluid flow rate and pressure are varied to investigate the plant performance. It was found that the isentropic efficiencies of the expander are in the range of 0.4 – 0.7, while those of the pump are in the range of 0.1 – 0.2. The electrical efficiencies of the components were also determined. This study proposes to use electrical efficiency, instead of isentropic efficiency, to calculate the electricity consumption of the pump.

Keywords: ORC power plant, Scroll expander, Isentropic efficiency, Electrical efficiency

การเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบซับคริติคัล, ซุปเปอร์คริติคัล และไตรแลทเทอรัล สำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 60 – 90 องศาเซลเซียส

Performance Comparison of a Subcritical, Supercritical and Trilateral Organic Rankine Cycles for a Heat Source Temperature of 60 – 90°C

อนิต หินโลเลิศ^{1,*}, และ อาทิตย์ คุณศรีสุข¹

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์,

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

*ผู้ติดต่อ: atit@sut.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้า Organic Rankine Cycle (ORC) เป็นเทคโนโลยีที่สามารถผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำอย่างมีประสิทธิภาพ โดยหนึ่งในวัฏจักรทางเลือกที่น่าสนใจของโรงไฟฟ้านี้คือ Trilateral Rankine Cycle (TLC). ในการศึกษาี้จะมีการค้นหาตัวแปรต่างๆ ในโรงไฟฟ้า ORC 3 แบบ ได้แก่ subcritical ORC, supercritical ORC และ โรงไฟฟ้า TLC โดยจำลองเชิงตัวเลข เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อน และทั้งความร้อนเพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้า จากวัฏจักรทั้ง 3 รูปแบบ โดยศึกษาในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อน 60 – 90°C และมีการเลือกสารทำงานในวัฏจักรทั้งหมด 11 ชนิด จากผลการจำลองพบว่ารูปแบบวัฏจักรที่ได้งานสุทธิสูงสุดคือ TLC โดยงานที่ได้สูงกว่าแบบอื่นประมาณร้อยละ 20 – 50 ในช่วงอุณหภูมิ และได้มีการคำนวณเปรียบเทียบขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ ในโรงไฟฟ้า ซึ่งพบว่าวัฏจักรแบบ TLC ต้องการขนาดของหม้อต้ม และกังหันที่ใหญ่กว่ารูปแบบอื่นๆ อย่างมีนัยสำคัญ

คำสำคัญ: subcritical ORC, supercritical ORC, โรงไฟฟ้า TLC, การเลือกสารทำงาน

Abstract

The Organic Rankine Cycle (ORC) is a power generation technology that can convert low-temperature heat source to electrical energy efficiently. A promising variation of ORC power plant that has been proposed to generate electricity from a low-temperature heat source is the Trilateral Rankine Cycle (TLC). In this study, the operating parameters of a subcritical ORC, supercritical ORC, and TLC power plants were numerically searched to be optimally matched with the heat source and heat sink temperatures. The objective is to reveal the optimal operative conditions of an ORC and TLC power plants that provide the highest net power output when the heat source temperatures are 60 – 90°C. The number of fluids that are tested as the working fluid is 11. It was found that the net power outputs of the TLC plant are 20 – 50% higher than those of the ORC plants over the whole range of temperature tested. The comparisons of the size parameters for each plant component were also conducted. It reveals that the turbine and evaporator sizes of TLC plants are significantly larger than those of the ORC plants.

Keywords: subcritical ORC, supercritical ORC, TLC power plant, working fluid selection.

การเปรียบเทียบระบบทำความร้อน 3 แบบสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี
A COMPARISON OF THREE DIFFERENT COOLING SYSTEMS FOR AN ORC POWER PLANT

ธนิต ทินโลเลิศ
 ธงชัย เทียมทัต
 อาทิตย์ คุณศรีสุข*

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์
 สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
 111 ถนนมหาวิทยาลัย
 ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง
 จังหวัดนครราชสีมา
 30000
 *E-mail: atit.sut@gmail.com
 Tel: 080-168-5996

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็กถูกสร้างขึ้นที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเพื่อใช้ศึกษาหา ระบบทำความร้อนที่เหมาะสม โดยเปรียบเทียบระบบทำความร้อนที่ต่างกัน 3 รูปแบบ แบบแรกคือ การใช้น้ำประปาในเดือนสิงหาคมเป็นตัวแทนของสมรรถนะในฤดูร้อน และใช้น้ำประปาในเดือน พฤศจิกายนเป็นตัวแทนของสมรรถนะในฤดูหนาว แบบที่ 2 ได้ใช้หอทำความเย็นเพื่อผลิตน้ำหล่อเย็นให้โรงไฟฟ้าอย่างต่อเนื่อง และแบบที่ 3 จะใช้หอทำความเย็นร่วมกับเครื่องลดอุณหภูมิอากาศ แบบระเหยเพื่อช่วยลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าหอทำความเย็น จากการทดสอบพบว่า 2 แบบ หลังสามารถลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลงไปที่ 16.9-18.6 องศาเซลเซียส และ 16.9-17.9 องศาเซลเซียสตามลำดับ พบว่าระบบทำความเย็นที่ต่างกันนั้นมีอิทธิพลต่อค่าสัดส่วนแรงดันที่ตกคร่อม เครื่องขยายไออย่างมาก ซึ่งพบว่าค่าสัดส่วนแรงดันที่เหมาะสมจากการศึกษานี้คือ 4 ซึ่งได้จาก น้ำระปรจากเดือนสิงหาคม โดยระบบดังกล่าวทำให้ได้กำลังสุทธิ ประสิทธิภาพของเครื่องขยายไอ และประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าสูงสุดที่ค่า 539-1048 วัตต์ ร้อยละ 49-77 และที่ร้อยละ 8.8-9.4 ตามลำดับ

คำสำคัญ: โรงไฟฟ้าโออาร์ซี, ระบบระบายความร้อน, ระบบทำความเย็นแบบการระเหยโดยอ้อม

Abstract

A small-scale ORC power plant was built at Suranaree University of Technology. An appropriate cooling system from three different cooling systems for the plant performance was investigated. The first cooling system used tap water as the cooling water. A test in the month of August was conducted to represent summer plant performance. Another test was conducted in November to represent winter plant performance. The second cooling system used a cooling tower to provide a continuous supply of cooling water. The third system used a system consisting of the cooling tower and an evaporative cooler to provide a supply of cooling water. The evaporative cooler in the third system precooled the inlet air of the cooling tower. It was found that the last 2 configurations lower cooling water temperature about 16.9-18.6 and 16.9-17.9°C respectively. It was revealed that the cooling water strongly affect the pressure ratio across expander and 4 is the most appropriate pressure ratio provided by tap water in November. The highest net power, the expander isentropic efficiency and the cycle efficiency of about 539-1048 W, 49-77% and 8.8-9.4% respectively could be achieved.

Keywords: ORC power plant, cooling system, Indirect Evaporative Cooler

130 วารสารวิชาการและวิจัย มทร.พระนคร ปีที่ 14 ฉบับที่ 1 มกราคม-มิถุนายน 2563

<http://journal.mutp.ac.th/>

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องขยายไอแบบสโครล สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์

ธนิต หินไอลเลิศ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

รับบทความ 5 มกราคม 2563 แก้ไขบทความ 1 พฤษภาคม 2563 ตอปรับบทความ 5 พฤษภาคม 2563

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีเป็นเทคโนโลยีที่ใช้ผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม หากโรงไฟฟ้าประเภทนี้มีขนาดเล็กจะมีราคาสูงจนไม่คุ้มค่าในการลงทุนเชิงพาณิชย์ คอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลเป็นอุปกรณ์ที่ถูกผลิตและนำไปใช้งานเป็นจำนวนมากในงานประเภททำความเย็นและปรับอากาศและมีความน่าเชื่อถือ ดังนั้น การนำคอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลมาใช้งานในลักษณะตรงกันข้ามเป็นเครื่องขยายไอจะช่วยลดราคาต้นทุนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาดเล็กให้ต่ำลงได้ ในงานวิจัยนี้จึงเลือกคอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลที่ใช้ในระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ถูกผลิตขึ้นในไทย 2 ตัว มาดัดแปลงเป็นเครื่องขยายไอสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ โดยได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 ตัวโดยใช้อุณหภูมิแหล่งความร้อน 100-150 องศาเซลเซียส โดยพบว่า กำลังงานรวมที่เครื่องขยายไอตัวใหญ่ (110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ) สร้างได้มากกว่าตัวเล็ก (85.7 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ) ร้อยละ 18-35 และให้ประสิทธิภาพไอเย็นหรือพิก และกำลังงานที่ร้อยละ 37-76 และ 806-1,926 วัตต์ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังศึกษาอิทธิพลของการติดวาล์วกันกลับ และเปรียบเทียบสมรรถนะของกรณีที่ไม่ติดวาล์ว พบว่าหลังจากติดวาล์วกันกลับ ประสิทธิภาพไอเย็นหรือพิกของเครื่องขยายไอเพิ่มขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 18 ในขณะที่กำลังงานรวมลดลงร้อยละ 4-22

คำสำคัญ : โรงไฟฟ้าไออาร์ซี; คอมเพรสเซอร์ชนิดสโครล; ขนาดปริมาตรกวาด; วาล์วกันกลับ

* ผู้พิมพ์ประสานงาน โทร: +66 4422 4411, ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์: atit.sut@gmail.com

ประวัติผู้เขียน

นายชนิด หินไอลเลิศ เกิดเมื่อวันที่ 8 กันยายน 2535 ที่จังหวัดน่าน สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตร เครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี นครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2557 และในปี พ.ศ. 2558 ได้เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ณ สถาบันเดิม โดยในขณะที่ศึกษาได้เป็นผู้สอนปฏิบัติการของสาขาวิศวกรรมเครื่องกล จำนวน 3 รายวิชา คือ 1. Engineering Graphic 1 รหัสวิชา 525101 2. Mechanical Engineering Laboratory รหัสวิชา 525240 และ 3. Thermo-fluid Laboratory รหัสวิชา 525442

